



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

TRABAJO DE FIN DE GRADO

EVOLUCIÓN TECNOLÓGICA DE LAS CALDERAS RECUPERADORAS DE CICLO COMBINADO

AUTOR: MARIO FERNÁNDEZ MATEOS

TUTOR: DOMINGO SANTANA SANTANA

Septiembre 2014



RESUMEN

En el presente proyecto se lleva a cabo un análisis detallado del efecto de incorporar múltiples niveles de presión en las calderas recuperadoras HRSG de ciclo combinado. Para ello se crea un modelo que explica el comportamiento termodinámico de instalaciones que emplean este tipo de tecnología y se implementa en MATLAB, siendo éste una poderosa herramienta capaz de realizar cálculos numéricos complejos tales como la optimización de un sistema no lineal con múltiples variables.

Después de estudiar en profundidad el funcionamiento de ciclos combinados con calderas de uno, dos y tres niveles de presión por separado y observar la repercusión que poseen sobre el ciclo algunos parámetros importantes, se efectúa la búsqueda de los valores que optimizan el rendimiento global de cada uno de los casos estudiados, y se realiza una comparativa de los resultados, demostrando así los efectos beneficiosos de incorporar niveles de presión adicionales.

Además, para complementar el punto de vista termodinámico del modelo creado en MATLAB, se proporciona una serie de nociones sobre aspectos económicos que se deben tener en cuenta a la hora de diseñar las calderas recuperadoras HRSG.

Todo este análisis se desarrolla bajo un marco general en el que se explica el panorama energético actual y los motivos por los cuales han cobrado importancia las centrales de ciclo combinado en los últimos años y que por lo tanto hace interesante la comprensión y el examen de las calderas HRSG.



ÍNDICE

1. Introducción y objetivos	1
1.1. <i>Introducción</i>	<i>1</i>
1.2. <i>Objetivos</i>	<i>1</i>
1.3. <i>Planificación</i>	<i>2</i>
1.4. <i>Medios empleados</i>	<i>4</i>
2. Estado del arte	5
2.1. <i>Efecto invernadero y cambio climático</i>	<i>5</i>
2.2. <i>Eficiencia energética</i>	<i>6</i>
2.3. <i>Energías renovables y su papel en el mix energético</i>	<i>7</i>
2.4. <i>Evolución histórica del ciclo combinado</i>	<i>8</i>
2.5. <i>El ciclo combinado y sus ventajas</i>	<i>10</i>
2.6. <i>Gas natural</i>	<i>12</i>
2.7. <i>Impacto medioambiental de las centrales de ciclo combinado</i>	<i>16</i>
2.8. <i>Alternativas al ciclo combinado</i>	<i>17</i>
3. Teoría básica del proyecto	21
3.1. <i>Ciclos de potencia</i>	<i>21</i>
3.1.1. <i>Ciclo Rankine</i>	<i>23</i>
3.1.1.1. <i>Análisis energético del ciclo Rankine</i>	<i>26</i>
3.1.1.2. <i>Ciclo Rankine real</i>	<i>28</i>
3.1.1.3. <i>Mejoras del ciclo Rankine</i>	<i>30</i>
3.1.2. <i>Ciclo Brayton</i>	<i>35</i>
3.1.2.1. <i>Análisis energético del ciclo Brayton</i>	<i>36</i>
3.1.2.2. <i>Ciclo Brayton real</i>	<i>38</i>
3.1.3. <i>Ciclo combinado</i>	<i>39</i>
4. Caldera recuperadora HRSG	42
4.1. <i>Definición</i>	<i>42</i>
4.2. <i>Elementos de las calderas HRSG</i>	<i>43</i>



4.3.	Tipos	47
4.3.1.	Calderas con postcombustión/sin postcombustión	47
4.3.2.	Calderas verticales/horizontales	48
5.	Evolución tecnológica de las calderas HRSG	51
5.1.	HRSG con un nivel de presión.....	51
5.1.1.	Modelo matemático.....	54
5.1.2.	Variables.....	58
5.1.3.	Restricciones para la optimización.....	59
5.1.4.	Resultados	60
5.2.	HRSG con dos niveles de presión y recalentamiento.	65
5.2.1.	Modelo matemático.....	68
5.2.2.	Variables.....	74
5.2.3.	Restricciones para la optimización.....	75
5.2.4.	Resultados	76
5.3.	HRSG con tres niveles de presión y recalentamiento.....	80
5.3.1.	Modelo matemático.....	84
5.3.2.	Variables.....	90
5.3.3.	Restricciones para la optimización.....	92
5.3.4.	Resultados	93
5.3.5.	Comparación de HRSG con distintos niveles de presión	96
6.	Líneas de desarrollo futuras	99
6.1.	Incremento de la temperatura de los gases	99
6.2.	Incremento de la temperatura del vapor.....	102
6.3.	Incremento de la presión	104
6.4.	One-Through HRSG	105
6.5.	Materiales resistentes a la corrosión	106
7.	Aspectos económicos	108
7.1.	Pinch Point	108
7.2.	Número de niveles de presión.....	112



Evolución tecnológica de las calderas recuperadoras de ciclo combinado

7.3. Materiales.....	113
8. Conclusiones	115
9. Bibliografía	117
10. Anexos.....	121
10.1. Nomenclatura	121
10.2. Programa en MATLAB.....	122

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Concentración atmosférica de CO ₂ y evolución de la temperatura media mundial	6
Figura 2.2 Cambio anual de la intensidad energética, PIB per cápita y población de diferentes regiones del mundo	7
Figura 2.3 Proyección de futuro del consumo de distintas fuentes de energía	8
Figura 2.4 Evolución del consumo de electricidad, potencia instalada y generación de electricidad por fuentes energéticas en España	9
Figura 2.5 Vista aérea de la central ELCOGAS	12
Figura 2.6 Previsión de la duración de las reservas de combustibles fósiles	13
Figura 2.7 Emisiones de CO ₂ de centrales con diferentes tipos de combustibles .	14
Figura 2.8 Emisiones de NO _x de centrales con diferentes tipos de combustibles	14
Figura 2.9 Emisiones de SO ₂ de centrales con diferentes tipos de combustibles .	14
Figura 2.10 Comparativa de las emisiones de CO ₂ de diferentes tecnologías	19
Figura 3.1 Ciclo de potencia	21
Figura 3.2 Esquema del ciclo Rankine	23
Figura 3.3 Diagrama T-s del ciclo Rankine ideal	24
Figura 3.4 Ciclo de Carnot.....	25
Figura 3.5 Ciclo Rankine ideal con sobrecalentamiento	25
Figura 3.6 Efecto de las irreversibilidades sobre el ciclo Rankine.....	30
Figura 3.7 Efecto de la reducción de presión del condensador	31
Figura 3.8 Efecto de aumentar la presión de la caldera	32
Figura 3.9 Sobrecalentamiento del vapor	32
Figura 3.10 Ciclo Rankine ideal con recalentamiento	33
Figura 3.11 Ciclo Rankine ideal con desaireador	34
Figura 3.12 Ciclo Brayton : a) abierto b) cerrado	35
Figura 3.13 Ciclo Brayton ideal	36
Figura 3.14 Efecto de las irreversibilidades en el ciclo Brayton	38
Figura 3.15 Esquema ciclo combinado.....	39
Figura 4.1 Tipos de aletas	42
Figura 4.2 Esquema de un evaporador	44
Figura 4.3 Colocación del desaireador	46
Figura 4.4 Elementos del desaireador	46



Figura 4.5 Caldera HRSG horizontal	49
Figura 4.6 Caldera HRSG vertical	50
Figura 5.1 Esquema de un ciclo combinado con HRSG con 1 nivel de presión y sin recalentamiento	52
Figura 5.2 Diagrama T-s ciclo combinado	53
Figura 5.3 Approach Point, Pinch Point y Subcooling	54
Figura 5.4 Diagrama T-s del ciclo optimizado con HRSG con un nivel de presión..	61
Figura 5.5 Temperatura frente al calor transferido en la caldera HRSG con 1 nivel de presión optimizada	61
Figura 5.6 Temperatura de entrada de los gases a la caldera HRSG frente a la relación de compresión	62
Figura 5.7 Rendimiento global frente al Pinch Point	63
Figura 5.8 Incremento del área de la HRSG frente al incremento del Pinch Point .	64
Figura 5.9 Esquema de un ciclo combinado con HRSG con 2 niveles de presión y con recalentamiento	65
Figura 5.10 Diagrama T-s de un ciclo con caldera HRSG con 2 niveles de presión y recalentamiento	67
Figura 5.11 Temperatura frente al calor transferido en la caldera HRSG con 2 niveles de presión	68
Figura 5.12 Diagrama T-s del ciclo optimizado con caldera HRSG con 2 niveles de presión y recalentamiento	76
Figura 5.13 Temperatura frente al calor transferido en la caldera HRSG optimizada con 2 niveles de presión.....	77
Figura 5.14 Rendimiento global frente presión máxima P_{10s}	78
Figura 5.15 Rendimiento del compresor frente a la relación de compresión	79
Figura 5.16 Esquema de un ciclo combinado con HRSG con 3 niveles de presión y con recalentamiento	81
Figura 5.17 Diagrama T-s de un ciclo con caldera HRSG con 3 niveles de presión y recalentamiento	82
Figura 5.18 Temperatura frente al calor transferido en la caldera HRSG sin optimizar con 3 niveles de presión	84
Figura 5.19 Diagrama T-s del ciclo optimizado con caldera HRSG con 3 niveles de presión y recalentamiento	93



Figura 5.20 Temperatura frente al calor transferido en la caldera HRSG optimizada con 3 niveles de presión	94
Figura 5.21 Comparativa de las tres calderas HRSG estudiadas	96
Figura 5.22 Energía disponible de los gases de escape de las tres calderas HRSG estudiadas.....	98
Figura 6.1 Temperatura de escape frente a la temperatura de entrada a la turbina de gas	100
Figura 6.2 Sistemas de refrigeración de turbinas de gas	100
Figura 6.3 Sistema Closed-loop steam cooling	101
Figura 6.4 Características turbina 9H (General Electric)	101
Figura 6.5 Condiciones típicas a las que están sometidos los tubos de una caldera recuperadora	102
Figura 6.6 Efecto de la temperatura del vapor sobre el espesor de la capa de óxido	103
Figura 6.7 Comportamiento de materiales con distinto contenido en cromo	103
Figura 6.8 Efecto de la presión sobre la densidad específica del agua y vapor ...	104
Figura 6.9 HRSG convencional (Drum-type) y One-Through HRSG	105
Figura 6.10 Punto de rocío del ácido sulfúrico	106
Figura 6.11 Rendimiento global frente a la temperatura de chimenea	107
Figura 6.12 Evolución de los ciclos combinados.....	107
Figura 7.1 Influencia del Pinch Point sobre el rendimiento de la HRSG con tres niveles de presión y recalentamiento	109
Figura 7.2 UA de cada uno de los elementos que componen la HRSG con tres niveles de presión para dos PP diferentes	111
Figura 7.3 UA de los elementos de las tres calderas HRSG estudiadas	112

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Valores límite de emisión de NOx.....	45
Tabla 2 Coeficientes típicos de transferencia de calor en las HRSG.	111

1. Introducción y objetivos

1.1. Introducción

Desde que tuvo lugar la Revolución Industrial, la sociedad ha experimentado un crecimiento y desarrollo sin precedentes gracias a la utilización indiscriminada de combustibles fósiles como el carbón o el petróleo, capaces de proporcionar la energía necesaria para tal progreso.

Sin embargo, hoy se tiene constancia de que las reservas de estos combustibles están próximas a agotarse, hecho que amenaza el avance de un mundo que demanda cada vez más energía. A este problema se le suman los graves efectos del efecto invernadero, agravado por las emisiones principalmente de NO_x, SO₂ y CO₂, alcanzándose unos niveles de concentración de este último gas nunca antes vistos.

Ante este panorama, los gobiernos han tomado medidas para atenuar estos problemas y han apostado por el desarrollo de las energías renovables, las cuales no contaminan el entorno y no son dependientes de las fuentes usadas tradicionalmente. No obstante, debido a su variabilidad, es necesario disponer de otra forma de producción de energía que garantice el suministro.

Es aquí donde cobra importancia la tecnología de ciclo combinado, la cual, gracias a sus características de alta flexibilidad y eficiencia y bajas emisiones, parece ser una alternativa válida, capaz de cubrir y satisfacer esta creciente demanda con el menor impacto medioambiental posible.

Por ello, resulta de gran interés el estudio y la mejora de los distintos elementos que componen las centrales de ciclo combinado, en especial la caldera recuperadora HRSG, siendo ésta la parte clave de esta tecnología.

1.2. Objetivos

Este trabajo de fin de grado persigue los siguientes objetivos:

1. Mostrar el panorama energético actual, dando a conocer el mix de energía mundial, así como el enfoque de las políticas energéticas llevadas a cabo en los últimos años o previstas para la consecución de objetivos en el futuro.
2. Concienciar del problema del agotamiento de los recursos fósiles y de la emisión de gases que contribuyen al efecto invernadero.

3. Poner de manifiesto la necesidad de utilizar una tecnología eficiente y respetuosa con el medio ambiente que respalde a las energías renovables y presentar las ventajas e inconvenientes de diferentes alternativas.
4. Justificar el ciclo combinado como una tecnología perfectamente válida y adecuada para afrontar los problemas energéticos actuales.
5. Comprender el funcionamiento de las plantas de ciclo combinado, así como los distintos elementos que forman parte de este tipo de instalaciones, poniendo énfasis en la caldera recuperadora.
6. Analizar exhaustivamente los avances tecnológicos que han experimentando las calderas HRSG, haciendo para ello un estudio intensivo y detallado de la influencia de incorporar múltiples niveles de presión, así como de la repercusión de diferentes parámetros como el Pinch Point.
7. Exponer las diferentes líneas de investigación actuales que persiguen la mejora y evolución de las calderas HRSG.
8. Proporcionar de forma cualitativa el entorno económico en el que están envueltas este tipo de calderas.

1.3. Planificación

Para alcanzar con éxito los objetivos mencionados anteriormente se ha estructurado el presente trabajo en distintos capítulos, en los cuales se han ido abordando secuencialmente los puntos más significativos del tema elegido.

En primer lugar, con el fin de tener una visión global y conocer el marco general en el que tendrá lugar el análisis que afronte el principal objetivo de este trabajo (estudio de las calderas HRSG), se presenta el panorama energético actual y los distintos problemas a los que deben hacer cara los gobiernos.

Una vez identificados estos problemas, se muestra de forma descriptiva las características que hacen al ciclo combinado una tecnología a tener en cuenta para la continuación, mencionar algunas alternativas que también pueden tener interés, acabando así de complementar esta perspectiva global.

En el siguiente capítulo (capítulo 3), se presentan los conocimientos básicos necesarios para posteriormente poder elaborar un modelo que permita el estudio de las distintas calderas recuperadoras. Estos conocimientos básicos comprenden conceptos de

termodinámica elementales que explican el funcionamiento de los ciclos Brayton, Rankine y por último, el Ciclo Combinado.

Antes de abordar el objetivo principal, se cree conveniente en el capítulo 4 explicar qué y cómo son las calderas HRSG, describiendo sus distintos elementos y los tipos de calderas que existen. De esta manera, se habrán proporcionado los conocimientos necesarios para afrontar la parte más importante de este trabajo, presentada en el capítulo 5.

El capítulo 5 tiene como meta mostrar los principales cambios que han experimentado las calderas HRSG a lo largo del tiempo. Las modificaciones más notables que han sufrido estos elementos son la incorporación de múltiples niveles de presión, por este motivo, se ha realizado un análisis en profundidad de tres ciclos combinados con calderas recuperadoras de uno, dos y tres niveles de presión.

Para llevar a cabo dicho análisis, se ha aplicado la teoría básica expuesta en capítulos anteriores para la elaboración de un modelo matemático que explique el comportamiento de cada caldera estudiada. Una vez creado dicho modelo y después de implementarlo en el software MATLAB, se ha llevado a cabo la optimización de las variables de cada ciclo analizado teniendo en cuenta las restricciones técnicas y tecnológicas propias que presentan las instalaciones de ciclo combinado. Finalmente se han examinado los resultados obtenidos en cada caso, lo que permite identificar la influencia de los distintos parámetros de un ciclo combinado sobre el rendimiento global, y se ha realizado una comparativa de las tres calderas estudiadas para, de esta manera, poder demostrar los beneficios que conlleva la adición de niveles de presión en las calderas HRSG.

Una vez conocida la evolución tecnológica de las calderas recuperadoras hasta el momento, en el capítulo 6 se plantean las líneas de investigación actuales para la mejora de las calderas HRSG existentes. Dichas líneas de investigación se enfrentan al reto de conseguir mayores temperaturas del vapor y de los gases y a los problemas técnicos que surgen como consecuencia de perseguir este objetivo.

Para finalizar, en el capítulo 7 se mencionan los aspectos más importantes que influyen directamente sobre los costes de la caldera, proporcionando así el entorno económico en el que están inmersas este tipo de calderas y de esta manera acabar de abordar todos los puntos clave que se pretenden acometer en este trabajo.



1.4. Medios empleados

Para la elaboración de este proyecto de fin de grado se han utilizado los siguientes programas informáticos: MATLAB, Microsoft Visio, Microsoft Excel y Microsoft Word.

- Se ha empleado MATLAB para la creación de un programa capaz de proporcionar diferentes parámetros propios de cada uno de los tres ciclos estudiados, así como de la obtención del valor de las variables que optimizan el rendimiento global y que se encuentran sujetas a una serie de limitaciones y restricciones dadas. Además, también representa de forma gráfica los resultados obtenidos.
- Para la confección de los esquemas de los ciclos combinados con calderas de uno, dos y tres niveles de presión se ha usado el software Microsoft Visio.
- Microsoft Excel se ha empleado para la creación de gráficas.
- Para la realización de la memoria, se ha utilizado el procesador de texto Microsoft Word.

2. Estado del arte

El progreso de los distintos países y sociedades está ligado al crecimiento energético. Así pues, el desarrollo económico de un Estado tiene asociado un mayor consumo de energía, algo lógico porque la construcción de nuevos edificios e infraestructuras, el aumento de la producción de bienes e incluso el crecimiento demográfico, hacen inevitable la necesidad de una mayor cantidad de energía.

A pesar de la crisis económica que afectó a Estados Unidos y Europa en los últimos años, la tendencia mundial es de crecimiento, en torno a un +3.7% del PIB anual (1), por lo que resulta imprescindible la búsqueda de alternativas eficaces para satisfacer toda la demanda energética

Hasta finales del siglo XVII, cuando tuvo lugar la Revolución Industrial, la principal forma de energía empleada era la fuerza de los hombres y de los animales y el calor obtenido al quemar madera. A partir de entonces, se empezó a usar masivamente el carbón, que fue la principal fuente de energía hasta el siglo XX, cuando se impone el petróleo. Durante mucho tiempo se han empleado los combustibles fósiles sin prestar atención a los contaminantes que se generan por su uso, sin embargo, afortunadamente este hecho ha cambiado, y actualmente se tiene consciencia de los graves efectos sobre el medioambiente que tiene la emisión de los gases derivados de la combustión de las fuentes fósiles. Así pues, existe una gran preocupación por los niveles de CO₂ que se están alcanzando en la atmósfera, superando en Mayo de 2013 las 400 ppm, valor que cada año se va incrementando.

2.1. Efecto invernadero y cambio climático

El dióxido de carbono (CO₂), junto con otros gases como el metano (CH₄), N₂O, ozono (O₃) y los CFCs, son responsables del efecto invernadero, que provoca un aumento de la temperatura media del planeta. Existen diversas investigaciones que relacionan este incremento de la temperatura con el cambio climático y sus repercusiones, tales como el aumento del nivel del mar (entre 15 y 20 cm en el último siglo), la disminución de la superficie de hielo en el océano Ártico y la frecuencia e intensidad con la que aparecen olas de calor.

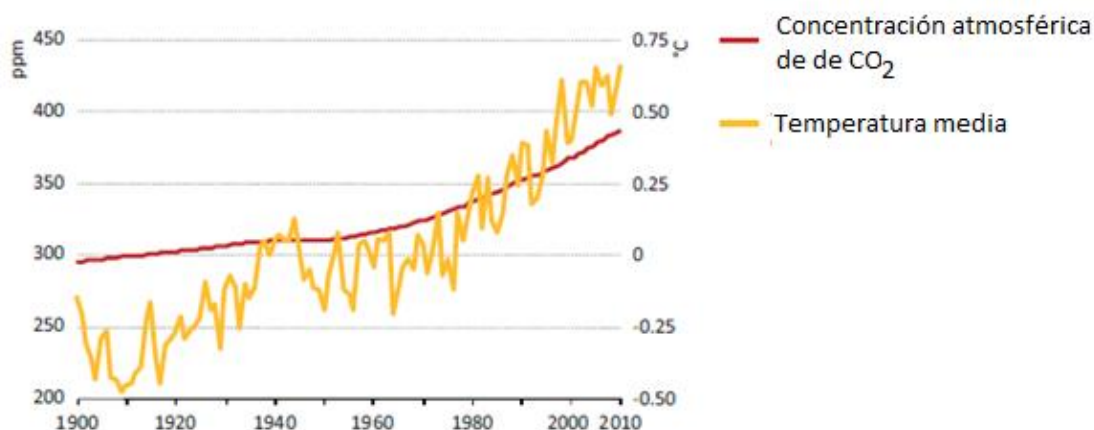


Figura 2.1 Concentración atmosférica de CO₂ y evolución de la temperatura media mundial (1)

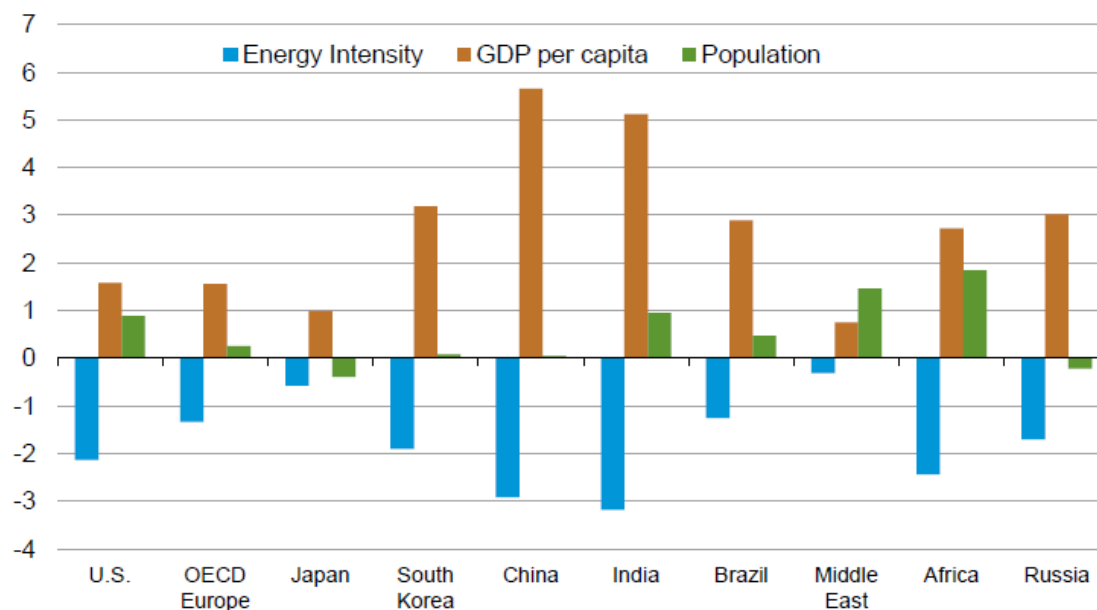
Con el fin de evitar o atenuar el cambio climático, uno de los principales objetivos es reducir las emisiones de CO₂ y mantener su concentración por debajo de las 450 ppm para así evitar un incremento de la temperatura media de 2°C con respecto a la correspondiente al periodo pre-industrial (2). Para lograr esta meta, los gobiernos están apostando por una mejora de la eficiencia energética y por el desarrollo de las energías renovables.

2.2. Eficiencia energética

La eficiencia energética consiste en la relación entre el trabajo útil obtenido y la energía que se necesita suministrar para obtener dicho trabajo. Para un mismo trabajo útil, al aumentar la eficiencia, se requiere consumir menor cantidad de energía, lo que se traduce en ahorro. Por este motivo los distintos gobiernos en los últimos años han incentivado, promovido y llevado a cabo planes de eficiencia energética, que permiten optimizar el uso de la energía. Así pues, en España se aprobó el Plan Nacional de Acción de Ahorro y Eficiencia Energética 2011-2020, que persigue alcanzar el objetivo de la Unión Europea de disminuir un 20% el consumo de fuentes primarias, aplicando medidas sobre el sector del transporte, de la industria y de la construcción, como por ejemplo, la construcción de nuevos edificios y rehabilitación de los existentes con alta calificación energética, fomento de plantas de cogeneración o planes de movilidad urbana entre otros (3).

La mejora de la eficiencia energética se puede observar claramente en el parámetro de la intensidad energética, que es el cociente entre el consumo de energía de un país y su producto interior bruto. Este término debilita la relación existente entre el crecimiento económico, la demanda de energía y las emisiones de CO₂, ya que equipos y centrales con mayor rendimiento implican un menor consumo energético.

average annual change (2010-2040)
percent per year



Source: EIA, International Energy Outlook 2013

Figura 2.2 Cambio anual de la intensidad energética, PIB per cápita y población de diferentes regiones del mundo (1).

Podemos apreciar en el gráfico anterior que la intensidad energética tiene una tendencia negativa, lo que refleja el esfuerzo por mejorar la eficiencia energética. Este parámetro sufre un mayor descenso en las economías emergentes de China y la India, ya que éstos disponen de numerosas centrales convencionales con baja eficiencia, con lo que éstos poseen un margen de mejora más amplio.

2.3. Energías renovables y su papel en el mix energético

Por otro lado, el desarrollo que están experimentando las energías renovables durante los últimos años está también motivado por el objetivo de reducir las emisiones, y además, se presentan como la alternativa con más proyección de futuro, ya que los combustibles fósiles están próximos a agotarse y será necesario el uso de otras fuentes para satisfacer la demanda energética. En 2010 los combustibles fósiles supusieron un 84% del consumo global, constituyendo los combustibles líquidos un 34% (principalmente petróleo e incluyendo el biofuel), el carbón un 28% y el gas natural un 22%; mientras que las energías renovables representan un 11% (excluyendo el biofuel). Se prevé que en 2040, las renovables supongan un 15% del consumo de energía total, lo que pone de manifiesto que se están apostando por este tipo de

tecnologías, aunque todavía es necesario seguir invirtiendo en ellas y fomentar su uso para alcanzar los objetivos de reducción de emisiones.

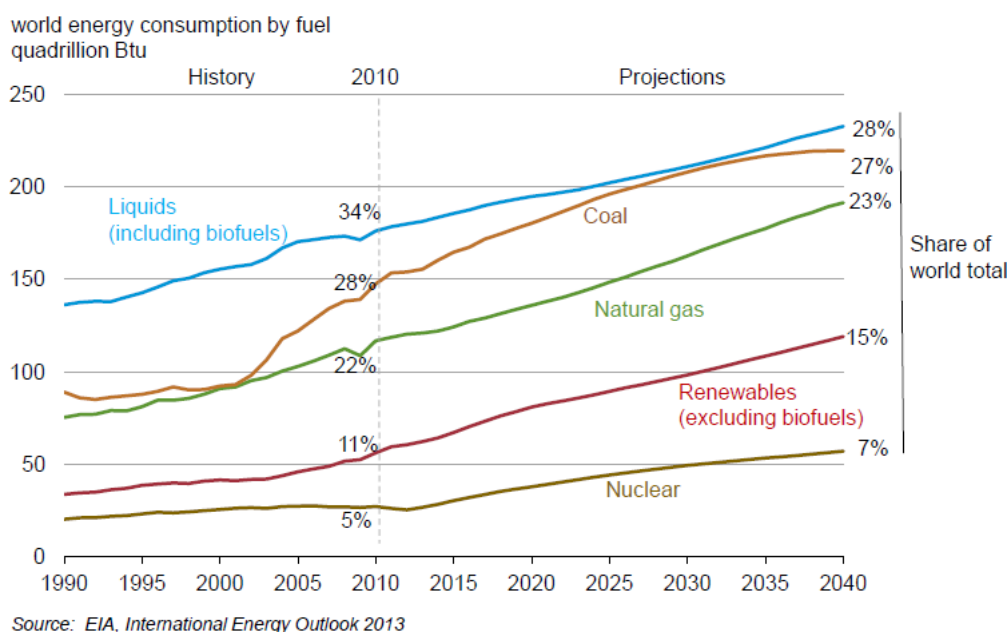


Figura 2.3 Proyección de futuro del consumo de distintas fuentes de energía (1).

Un inconveniente que tienen las energías renovables es su variabilidad, ya que dependen en gran medida de las condiciones ambientales que el hombre no puede controlar, como la fuerza con la que sopla el viento en los parques eólicos o la cantidad de días nublados a lo largo del año que penalizan gravemente la radiación solar que reciben los colectores. Por este motivo, es necesario disponer de una generación de respaldo mediante otras tecnologías, como por ejemplo la de ciclo combinado.

2.4. Evolución histórica del ciclo combinado

Las primeras plantas del ciclo combinado surgieron en los años sesenta en Estados Unidos, cuando se empezaron a realizar pequeñas adaptaciones de turbinas de gas a las plantas térmicas tradicionales de vapor. Estos primeros ciclos combinados aprovechaban el calor de los gases residuales de la turbina de gas para precalentar el aire que entraba a la caldera donde se realizaba la combustión típicamente de carbón para la generación de vapor, obteniendo una mejora del rendimiento de un + 5-6% (4).

Según fue pasando el tiempo, en la década de los 60 y 70, las turbinas de gas experimentaron un gran desarrollo, mejorando su potencia y rendimiento, así como la temperatura máxima que eran capaces de soportar. Es entonces cuando los gases de

escape tienen la suficiente energía para generar vapor, y por tanto aparecen los primeros ciclos con calderas recuperadoras HRSG que ceden el calor de los gases al agua para cambiarla de fase.

Durante los años 80, las turbinas de gas siguieron evolucionando y en consonancia con esta tecnología también la de ciclo combinado, cuyas plantas ya eran capaces de funcionar con rendimientos de entre el 40% y 50% y con potencias comprendidas entre los 60 y 600 MW.

Más adelante, en los años 90 aparece una nueva generación de turbinas de gas, las llamadas turbinas de “Generación F”, con materiales aún más resistentes a las altas temperaturas que llevaron a las centrales de ciclo combinado a alcanzar rendimientos superiores al 55 % y que posteriormente con la aparición en el nuevo milenio de la “Generación H” de turbinas de gas alta eficiencia, se ha conseguido romper la barrera del 60%.

En España, la primera central de ciclo combinado fue la planta de San Roque en Cádiz, que se inauguró en el año 2002 y que constaba de un grupo de 400 MW. A partir de entonces, esta tecnología ha ido cobrando cada vez más importancia hasta el punto de constituir un 9.2 % del mix energético nacional español en 2013.

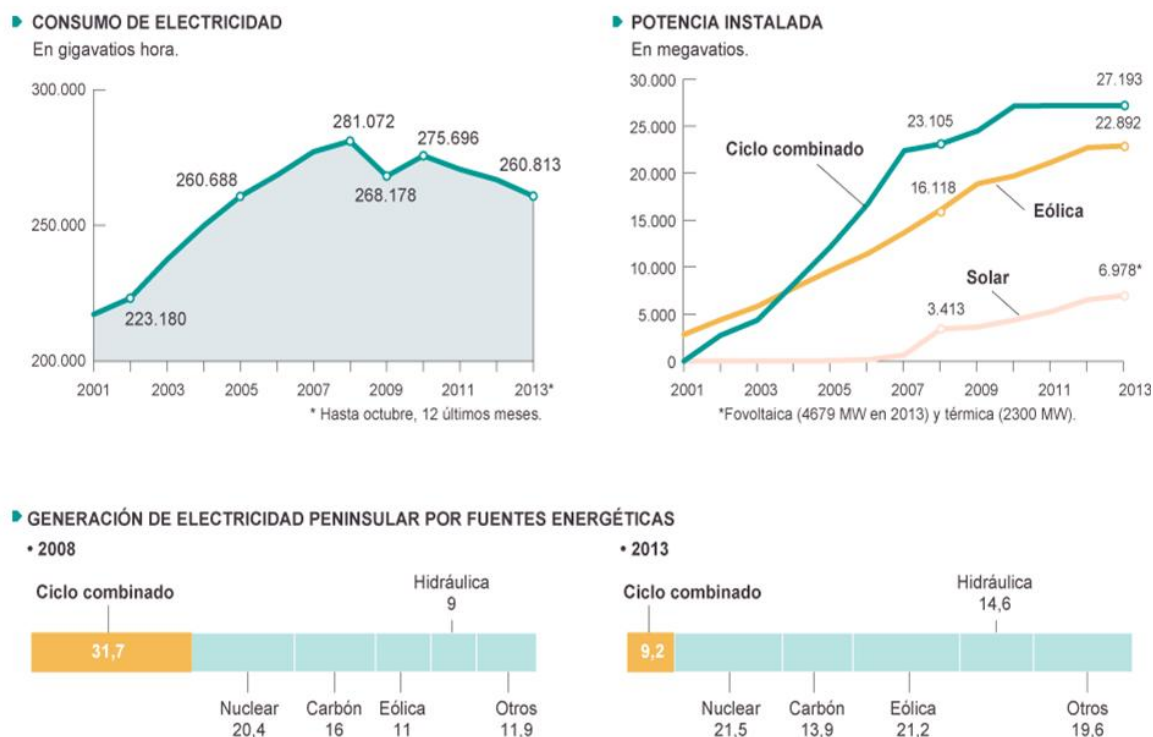


Figura 2.4 Evolución del consumo de electricidad, potencia instalada y generación de electricidad por fuentes energéticas en España (5).

Este rápido crecimiento estuvo motivado por la mejora de la estructura gasista en España, por la liberación del mercado eléctrico (Ley del Sector Eléctrico de 1997) que despertó el interés de varios grupos extranjeros, y por las grandes ventajas que presenta esta tecnología, las cuales se expondrán a continuación.

2.5. El ciclo combinado y sus ventajas

El ciclo combinado es una tecnología que aúna dos tipos de procesos diferentes: un ciclo Brayton, en el que los gases de combustión accionan directamente una turbina de gas, y un ciclo Rankine, que aprovecha la energía residual de los gases de escape de la turbina de gas para generar vapor, el cual accionará a su vez una turbina de vapor. Ambas máquinas están conectadas al alternador donde se transforma la energía mecánica en eléctrica. Dado que en el ciclo combinado se obtiene tanto electricidad como calor útil, se considera un sistema de cogeneración.

Las centrales de ciclo combinado son una buena alternativa, ya que presentan numerosas ventajas con respecto a las centrales convencionales. La principal reside en el rendimiento de este tipo de instalaciones, que se encuentra en torno a un 59%, un valor bastante más alto que las centrales térmicas convencionales que suelen trabajar con una eficiencia del 35%. Este es uno de los puntos fuertes de esta tecnología, ya que va en consonancia con el objetivo de aumentar la eficiencia energética. Por este motivo, es bastante común la modernización de antiguas plantas, remplazando sus elementos por equipos más eficientes e incluyendo una turbina de gas y una caldera recuperadora para convertirla en una estación de ciclo combinado, con sus virtudes correspondientes. Esta práctica es conocida como “repowering”, y se pueden encontrar numerosos ejemplos como, la Central Térmica Bahía de Algeciras, situada en San Roque (Cádiz) de 800MW o la Central Térmica Cristóbal Colón en Huelva de 400MW. El “repowering” además de mejorar la eficiencia reduce las emisiones de gases, alarga la vida de las centrales, permite un aumento de la capacidad de la planta y su implementación es menos costosa que la construcción de una nueva central, ya que se reutilizan viejos elementos que reducen la inversión.

Otra ventaja del ciclo combinado es su reducido coste de instalación en comparación con otras tecnologías. Así pues, el coste de inversión de centrales de ciclo combinado suele situarse en torno a los 450€/kW, mientras que las centrales térmicas convencionales tienen un coste de unos 900€/kW y las nucleares de unos 1500€/kW (6).

Además los ciclos combinados presentan cortos periodos de duración de obra, alrededor de 2 años, frente a 3.5 años que se tarda en construir una planta

convencional de carbón o los 5 años de una central nuclear. Esto es así debido al diseño estandarizado de sus componentes, así como su fabricación en módulos que facilitan el transporte y permiten una instalación fácil en un tiempo corto.

Otra característica de interés es su diseño sencillo y fabricación en módulos, que facilita el transporte y permite una instalación fácil en un tiempo corto. La central de ciclo combinado constituye una unidad compacta que permite una optimización con respecto a las necesidades de espacio, estética y protección de las inclemencias del clima. La central de ciclo combinado posee una concepción modular, por lo tanto puede adaptarse fácilmente a las condiciones locales y a las exigencias específicas del cliente. Simultáneamente, los trabajos de estudio y de planificación se simplifican, el tiempo de fabricación disminuye y los gastos pueden reducirse.

El ciclo combinado también tiene la virtud de poseer una gran firmeza y flexibilidad en la operación, con una corta duración desde el arranque de un ciclo hasta alcanzar la plena carga. Presenta la posibilidad de realizar varias paradas y arranques diarios, hecho impensable en las centrales térmicas tradicionales, por lo que esta circunstancia hace a esta tecnología ideal para servir como generación de respaldo a las energías renovables.

Una ventaja más es su flexibilidad en el empleo de combustibles, ya que se pueden utilizar prácticamente todos los combustibles líquidos y gaseosos, destacando entre ellos el gas natural o diesel. Además, gracias a la tecnología de ciclo combinado con gasificación integrada se puede realizar la combustión de combustibles sólidos como el coque de petróleo, la biomasa, o el carbón de una forma más eficiente y limpia. Tiene especial este último debido a su gran disponibilidad y bajo coste, sin embargo, el carbón mineral es considerado un “combustible sucio” debido a su alto contenido en azufre y cenizas y a las elevadas emisiones de gases contaminantes que se producen al quemarlo. No obstante, gracias al proceso de gasificación (oxidación parcial del carbón), se transforma el carbón (sólido) en un gas de combustible (gas de síntesis), que cumple con las normativas medioambientales vigentes. Un ejemplo característico de central de ciclo combinado con gasificación integrada es la central de Elcogas en Puertollano (Ciudad Real) de 335MW, pionera en este tipo de tecnología y que posee una eficiencia neta del 47.1% y unas emisiones de CO₂ de 727g/kWh, 0.07 g/kWh de SO₂ y 0.40 g/kWh de NO_x (7).



Figura 2.5 Vista aérea de la central ELCOGAS (8).

Esta eficiencia del 47.1% es bastante más alta que el rendimiento típico de una central convencional (35%), sin embargo existen centrales del ciclo combinado con rendimientos próximos al 60% que emplean como combustible el gas natural, por lo que es éste el más utilizado en este tipo de centrales.

2.6. Gas natural

El gas natural es una mezcla de hidrocarburos livianos en estado gaseoso, que en su mayor parte está compuesta por metano, y en menor proporción por otros hidrocarburos (etano, propano, butanos, pentanos e hidrocarburos más pesados) y que se encuentra al igual que el petróleo en yacimientos en el subsuelo.

Una razón importante del éxito de las instalaciones de ciclo combinado se debe al gas natural, combustible disponible en grandes cantidades en muchos lugares del mundo. Así pues, en el siguiente gráfico se puede observar cómo según el ritmo de consumo actual las reservas de gas natural generalmente durarán más que las de petróleo, lo que pone de manifiesto su gran disponibilidad.

**Duración de las reservas de combustibles fósiles según los ratios de consumo de 2013
(años)**

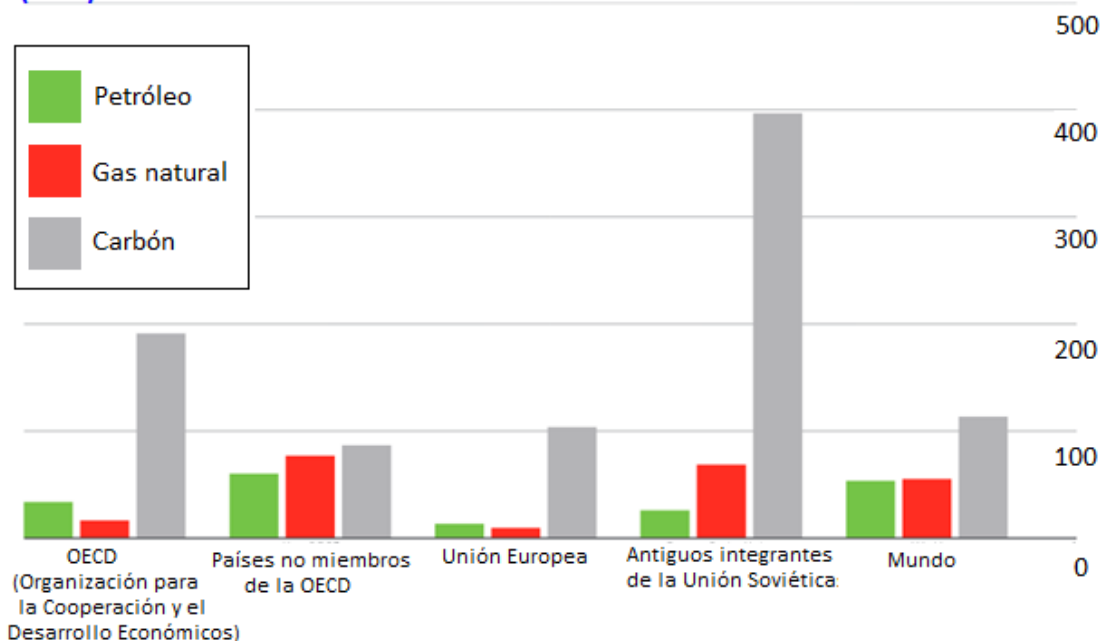


Figura 2.6 Previsión de la duración de las reservas de combustibles fósiles (9).

Si bien es cierto que las reservas de carbón son más abundantes, este combustible fósil presenta la gran desventaja de que tiene asociadas emisiones de gases contaminantes muy elevadas. Como se ha comentado anteriormente, existen centrales de ciclo combinado con gasificación integrada que permiten su combustión limpia, lo que hace esta opción muy interesante, sin embargo, debido a que las centrales que operan con gas natural poseen rendimientos muy superiores, se suele optar por éste último cuando se dispone de él. Tanto los países industrializados como los países en desarrollo con reservas importantes de gas natural en su subsuelo, recurren a él para reducir la dependencia de otras fuentes de energía más problemáticas, principalmente el petróleo.

Además, el gas natural posee numerosas ventajas, tales como:

- La combustión del gas natural es limpia. Sus llamas no producen humo ni cenizas cuando las instalaciones se encuentren en un adecuado estado de mantenimiento.
- El gas natural produce menor efecto invernadero que otros combustibles como el carbón o petróleo, ya que produce 3 veces menos CO_2 y 10 veces menos NO_x que una central térmica convencional.

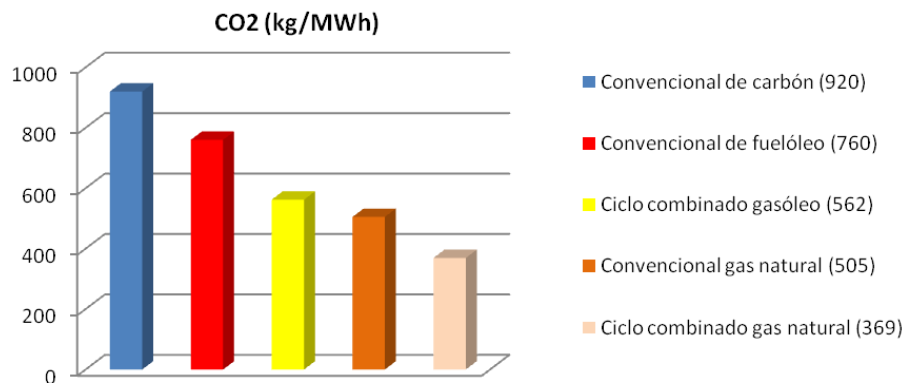


Figura 2.7 Emisiones de CO₂ de centrales con diferentes tipos de combustibles (10).

[13]

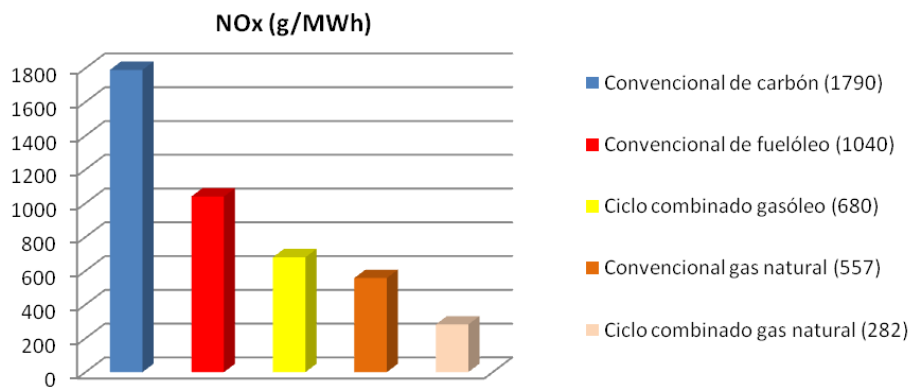


Figura 2.8 Emisiones de NO_x de centrales con diferentes tipos de combustibles (10).

- El gas natural prácticamente no contiene azufre. Por lo tanto, la cantidad de óxidos de azufre producidos por su combustión es casi inexistente. Los dióxidos de azufre (SO₂) contribuyen a las lluvias ácidas.

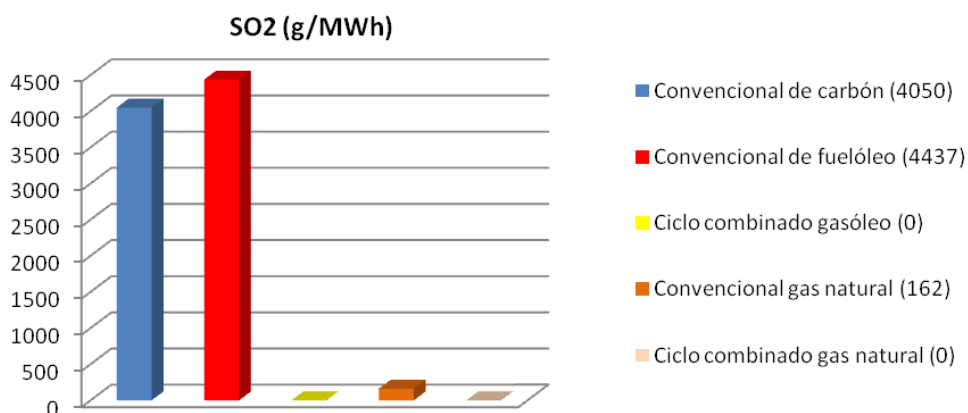


Figura 2.9 Emisiones de SO₂ de centrales con diferentes tipos de combustibles (10).

- El gas natural es más liviano que el aire. Cualquier cantidad de gas que se fugue inadvertidamente a la atmósfera se dispersará rápidamente y no contaminará los ríos u otras vías acuáticas.
- El gas natural posee un alto poder calorífico, es decir posee una gran capacidad para producir calor por unidad de masa de combustible quemado.

A pesar de todas estas ventajas, el gas posee una peculiaridad que puede ser problemática: su transporte.

Debido a la propia naturaleza física del gas natural, no es posible su transporte bajo condiciones normales de presión y temperatura, ya que como se encuentra en estado gaseoso, para un mismo volumen transportado, el poder calorífico del gas es sustancialmente menor que el del petróleo.

Este hecho, provoca que desde un punto de vista económico, se requieran grandes inversiones para construir los gasoductos. Así pues, son necesarias unidades compresoras y tubos con materiales costosos capaces de resistir altas presiones. Además, su plena utilización depende de la demanda, que fluctúa según la época del año y que varía más que en el caso del petróleo.

El transporte del gas natural se puede realizar por vía terrestre o vía marítima. Si se lleva a cabo por vía terrestre (forma más extendida), el gas se transporta mediante gasoductos, cuyo trazo no es fácilmente modificable y que puede darse el caso de que atraviesen países en conflicto, generando una gran inquietud para los Estados importadores.

Para el transporte marítimo el gas natural debe cumplir los siguientes pasos:

1. Transporte del gas natural mediante tuberías desde los yacimientos al punto de la costa donde esté instalada la fábrica de licuación.
2. Licuación del gas: se convierte el gas en líquido disminuyendo su temperatura a -160°C y a presión atmosférica. Al licuarse, el volumen original del gas se contrae alrededor de 600 veces. La licuación del gas es un proceso indispensable para que el transporte sea económicamente viable y seguro.
3. Transporte en buques especiales denominados metaneros. Son barcos que cuentan con tanques especialmente acondicionados para mantener el gas natural licuado a la temperatura indicada y transportarlo de manera segura. El coste de fabricación de un metanero es aproximadamente el doble del de un petrolero de análogas dimensiones. Además, una tonelada de gas natural licuado ocupa un volumen mayor que una tonelada de crudo.

4. Recepción del gas natural licuado en las instalaciones portuarias del país importador para su posterior regasificación y distribución por tuberías. La regasificación tiene lugar mediante aporte de calor a presión.

En conclusión el asunto del transporte del gas natural es un tema delicado al que se le debe prestar especial atención y tener en cuenta a la hora de valorar el uso de este combustible fósil.

2.7. Impacto medioambiental de las centrales de ciclo combinado

Debido a la creciente preocupación sobre cuestiones medioambientales como los problemas asociados al efecto invernadero, los gobiernos están implementando medidas con el propósito de reducir emisiones de gases contaminantes y proteger el medio ambiente. En Europa destaca el objetivo “20-20-20”, que consiste en cumplir los siguientes enunciados (11):

1. Reducir las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) en un 20% (30% si se alcanza un acuerdo internacional).
2. Ahorrar el 20% del consumo de energía mediante una mayor eficiencia energética, además, en cada país el 10% de las necesidades del transporte deberán cubrirse mediante biocombustibles.
3. Promover las energías renovables hasta el 20%

En este afán por ser respetuosos con el medio ambiente, se presenta el ciclo combinado como una tecnología limpia que puede ayudar a reducir las emisiones y cumplir los objetivos propuestos por diferentes instituciones.

Las centrales de ciclo combinado emiten a la atmósfera menos SO_2 , NO_x y CO_2 que otras tecnologías, siendo éstos los gases que hay que reducir debido a su efecto perjudicial sobre el entorno:

- Los óxidos de nitrógeno (NO_x) junto con los hidrocarburos inquemados, si se dan las condiciones climáticas adecuadas, son responsables de la niebla fotoquímica, neblumo o smog.
- Las emisiones de dióxido de azufre (SO_2) y de NO_x generan productos como el ácido nítrico (HNO_3) y el ácido sulfúrico (H_2SO_4), causantes directos de la lluvia ácida, que provoca la deforestación y de la acidificación del agua, alterando su equilibrio iónico que repercute a la vida vegetal y animal.
- El CO_2 es el gas principal causante del efecto invernadero aunque también contribuyen otras sustancias que hay que tener en cuenta como el óxido nitroso (N_2O), el metano (CH_4).

Las bajas emisiones de las plantas de ciclo combinado están debidas principalmente a su elevado rendimiento, lo que permite reducir el consumo de combustible del orden de un 35 % respecto a las centrales térmicas convencionales, y por otro lado al empleo del gas natural, que como se ha expuesto anteriormente es el combustible fósil más respetuoso en lo que a emisiones se refiere (emisiones de SO_2 prácticamente nulas, generación tres veces menor de CO_2 y diez veces menor de NO_x).

Otro aspecto importante que se debe señalar es que aunque el ciclo combinado es una tecnología con bajas emisiones de CO_2 , lo que no agrava el problema del efecto invernadero, es cierto que es inevitable la presencia de fugas en los conductos por los que circula el gas natural, lo que da lugar a emisiones de metano. Estas emisiones aunque son bajas, se deben tener en cuenta ya que el metano tiene un potencial de calentamiento global de 34, es decir, en una media de tiempo de 100 años cada kg de CH_4 calienta la Tierra 34 veces más que la misma masa de CO_2 (12).

Por último, mencionar las consecuencias que tiene sobre el entorno la necesidad de agua de refrigeración. Al igual que las centrales convencionales, las plantas de ciclo combinado necesitan agua de refrigeración para cambiar de fase en el condensador el vapor procedente de la turbina. El ciclo de refrigeración puede ser abierto o cerrado:

- Ciclo abierto: el agua procedente de un río o mar se devuelve de nuevo tras intercambiar calor en el condensador. Esta agua se libera a temperaturas lo suficientemente altas como aumentar la temperatura media del entorno donde se vierte y distorsiona al ecosistema.
- Circuito cerrado: el agua se mantiene en un circuito cerrado. Normalmente se utilizan torres de refrigeración húmeda que requieren bastante menos caudal que un circuito de refrigeración abierto. El agua del circuito se debe reponer con cierta frecuencia debido a las pérdidas por evaporación (responsable de la refrigeración), a las fugas que puedan existir y por último a las purgas de la torre necesarias para mantener la concentración de sales en el límite requerido. El problema medioambiental que tiene este método es que el agua que se devuelve al entorno tiene una mayor concentración de sales, por lo que es necesario su tratamiento y control exhaustivo para atenuar sus efectos sobre el medio.

2.8. Alternativas al ciclo combinado

El ciclo combinado gracias a sus ventajas, es la opción elegida por muchos gobiernos para garantizar el suministro de electricidad cuando las energías renovables no son capaces de satisfacer la demanda debido a condiciones adversas del tiempo, sin

embargo, existen otras alternativas que deben ser tenidas en cuenta como las plantas térmicas convencionales, las centrales nucleares o las centrales que emplean combustibles que han sufrido un proceso de gasificación.

Las plantas térmicas convencionales son instalaciones que se valen de la energía liberada al quemar combustibles fósiles para la posterior obtención de energía eléctrica. Son las más extendidas en todo el mundo debido a que es la opción más rentable de todas. Sin embargo su impacto medioambiental es enorme debido a la gran cantidad de emisiones de contaminantes a la atmósfera. Realmente no se puede considerar una alternativa válida al ciclo combinado si el objetivo es ser respetuosos con el medio ambiente y alcanzar una alta eficiencia energética.

Por otro lado, las centrales nucleares son instalaciones industriales que utilizan la energía nuclear de fisión de combustibles nucleares como el Uranio para aportar calor al agua de un ciclo termodinámico convencional (Rankine) y obtener finalmente energía eléctrica.

Este tipo de centrales presenta algunos puntos muy positivos (13):

- No emiten gases ni partículas contaminantes a la atmósfera, por lo que no se agrava el problema del efecto invernadero.
- Alto poder calorífico del combustible, por lo que se obtienen grandes cantidades de energía con poca cantidad de éste. Esto supone un ahorro en materia prima pero también en transportes, extracción y manipulación del combustible nuclear. El coste del combustible supone el 20% del coste de la energía generada.
- La producción de energía eléctrica es continua. Una central nuclear genera energía eléctrica durante prácticamente un 90% de las horas del año. Esto reduce la volatilidad en los precios que hay en otros combustibles como el petróleo.
- Reducen la dependencia energética del petróleo y gas natural.

Todos estos aspectos, en especial el que se refiere a las emisiones nulas de CO₂ y al que hace mención a la reducción de dependencia de otros combustibles fósiles, hacen que esta tecnología sea otra posibilidad que permita contribuir a cumplir los objetivos medioambientales marcados por las políticas recientes. Esta tecnología por todas estas ventajas ya ocupa un lugar importante en el panorama energético actual, constituyendo en 2010 un 5% del mix energético mundial y un 12.5% en España (3).

No obstante, esta tecnología tiene numerosos inconvenientes que han generado mucha controversia como el hecho de la generación de residuos nucleares y dificultad para gestionarlos, ya que tardan muchos años en perder su radioactividad. Además, accidentes como el desastre de Chernobyl en Ucrania en 1986 o el de Fukushima en Japón en 2011 ponen en duda la seguridad de estas instalaciones y muestran los efectos devastadores que puede ocasionar un desastre nuclear.

A partir del accidente de Fukushima, se han extremado aún más las medidas de seguridad, lo que supone inversiones aún mayores que constituyen un gran obstáculo, junto con la opinión popular, y que han provocado un freno al crecimiento que estas centrales estaban experimentando en el pasado.

Por último, volver a proponer como una alternativa factible las centrales térmicas que utilizan combustibles fósiles tratados para su combustión limpia. Gracias al desarrollo de la tecnología de gasificación, se puede obtener gas de síntesis con un mejor rendimiento y menos contaminante a partir de combustibles sólidos y líquidos. Es especialmente interesante la gasificación del carbón debido a su gran abundancia y a su precio bajo y estable que lo hace recomendable como fuente primaria de energía. Suele ser común complementar esta tecnología con la de ciclo combinado para obtener rendimientos aun mayores y con menores emisiones de gases, aunque en este aspecto las centrales de ciclo combinado con gas natural son todavía más efectivas y respetuosas con el entorno.

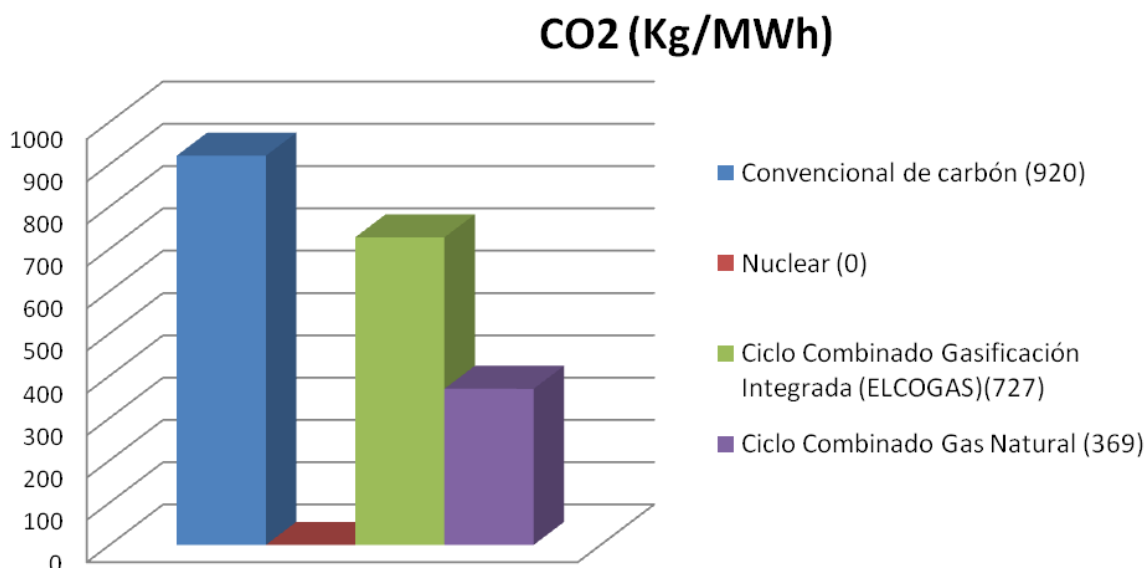


Figura 2.10 Comparativa de las emisiones de CO₂ de diferentes tecnologías (7), (10).



Evolución tecnológica de las calderas recuperadoras de ciclo combinado

En definitiva, parece claro que dadas las circunstancias de agotamiento de las reservas de combustibles fósiles y el problema del efecto invernadero, se debe apostar por el uso de energías renovables, sin embargo, debido a su variabilidad resulta también necesario incentivar el uso de otras tecnologías que garanticen el abastecimiento de energía en todo momento y que sean respetuosas con el medioambiente y compatibles con el desarrollo sostenible.

La diversidad energética asegura el suministro, por lo que se deben tener en consideración todas las formas de generación de energía, no obstante, debido a sus grandes ventajas destaca el ciclo combinado como una de las alternativas más adecuadas para dar cobertura a las renovables y por tanto, es esta una de las tecnologías con mayores expectativas de futuro. Así pues, el desarrollo y estudio de los diferentes componentes de un ciclo combinado, en especial la caldera recuperadora HRSG, resulta de gran interés para mejorar las prestaciones de este tipo de instalaciones y en consecuencia el abastecimiento energético.

3. Teoría básica del proyecto

Para poder realizar con éxito un análisis de cada uno de los distintos tipos de calderas recuperadoras, es necesario disponer de algunos conceptos fundamentales acerca de los dos ciclos de potencia que componen el ciclo combinado, tanto ciclo Brayton como ciclo Rankine. Por este motivo en este capítulo se expondrán una serie de conocimientos básicos de termodinámica tomados del libro de referencia *Fundamentals of engineering thermodynamics* (14), que más adelante serán imprescindibles para comprender perfectamente el objeto de estudio de este proyecto: la caldera HRSG.

3.1. Ciclos de potencia

Un ciclo de potencia es un conjunto de procesos termodinámicos que experimenta un fluido, el cual es capaz de convertir calor procedente de un foco caliente en trabajo.

Los sistemas de producción de potencia se basan en el ciclo de Carnot directo, como el mostrado en la *Figura 3.1*, cuyo rendimiento depende de la temperatura de los focos caliente y frío y siempre es inferior al 100%, ya que sólo es posible obtener trabajo a partir de una porción del calor transferido.

Los ciclos de Carnot cumplen las siguientes características:

1. Es independiente del fluido de trabajo.
2. Es el ciclo más eficiente que puede ejecutarse entre un foco térmico a temperatura T_C (foco caliente o fuente) y otro foco térmico a temperatura T_F (foco frío o sumidero).
3. Las eficiencias de las máquinas térmicas reversibles que operan entre los mismos dos focos es la misma.

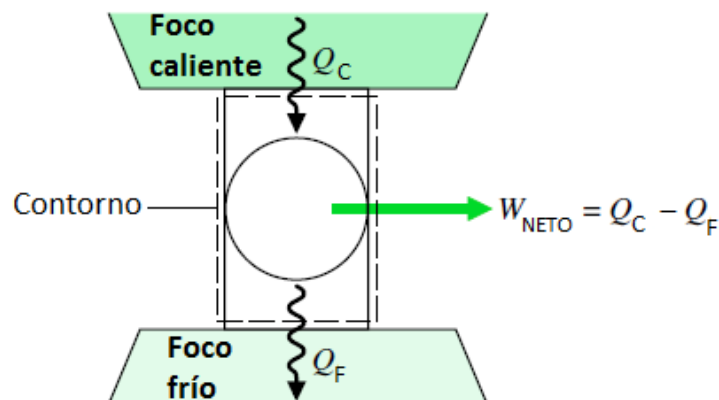


Figura 3.1 Ciclo de potencia

Aplicando el primer y segundo principio de la termodinámica queda:

1er principio $\Delta E = Q_C - Q_F - W_{NETO}$ $\Delta E_{CICLO} = 0$

2º principio $\Delta S = \frac{Q_C}{T_C} - \frac{Q_F}{T_F} + \sigma$ $\Delta S_{CICLO} = 0$

Rendimiento $\eta = \frac{W_{NETO}}{Q_C} = 1 - \frac{Q_F}{Q_C}$

donde Q_C es el calor entregado al sistema proveniente del foco caliente, Q_F es el calor cedido por el sistema al entorno en el foco frío, W_{NETO} es el trabajo obtenido, ΔE es el incremento de energía, ΔS el incremento de entropía, σ la irreversibilidad y T_C y T_F las temperaturas de los focos caliente y frío respectivamente.

Los ciclos que se efectúan en dispositivos reales son difíciles de evaluar porque hay demasiadas variaciones y detalles que se tienen que tomar en cuenta al mismo tiempo y por lo tanto complican su análisis. Para facilitar el estudio de los ciclos, es frecuente considerar el modelo de ciclo ideal, en el cual se eliminan dichas complicaciones y se obtiene una solución que no se aleja en exceso de la realidad.

Así pues, si consideramos el ciclo anterior como reversible (ideal), la irreversibilidad σ será nula y la expresión del rendimiento adquiere la siguiente forma:

$$\eta_{CICLO\ MAX} = 1 - \frac{T_F}{T_C}$$

Recaltar que el rendimiento de un ciclo ideal siempre será mayor que el de uno real. Además los ciclos ideales cumplen determinadas idealizaciones tales como:

- En el ciclo no aparece ninguna fricción, no hay pérdidas de carga, por lo tanto el fluido de trabajo no experimenta ninguna reducción de presión cuando fluye en tuberías o intercambiadores de calor.
- Sin variación de energía cinética y potencial en turbinas, compresores y bombas, así como en las calderas y condensadores.
- La expansión y la compresión son adiabáticas.
- Buen aislamiento en las tuberías siendo la transferencia de calor por ellas despreciable.

En función del tipo de fluido de trabajo empleado se pueden distinguir dos tipos diferentes de ciclos de potencia:

- Ciclo de vapor o Rankine.
- Ciclo Brayton (aire).

3.1.1. Ciclo Rankine

El ciclo Rankine es el ciclo de potencia en el que se basa el funcionamiento de las centrales térmicas con turbinas de vapor y que producen la mayor parte de la energía eléctrica que se consume en el mundo. Utilizan como fluido de trabajo el agua, que cambia de fase en el transcurso del ciclo y se reutiliza constantemente, conformando así un bucle cerrado.

A continuación se muestra el esquema de una planta en la que tiene lugar el ciclo Rankine:

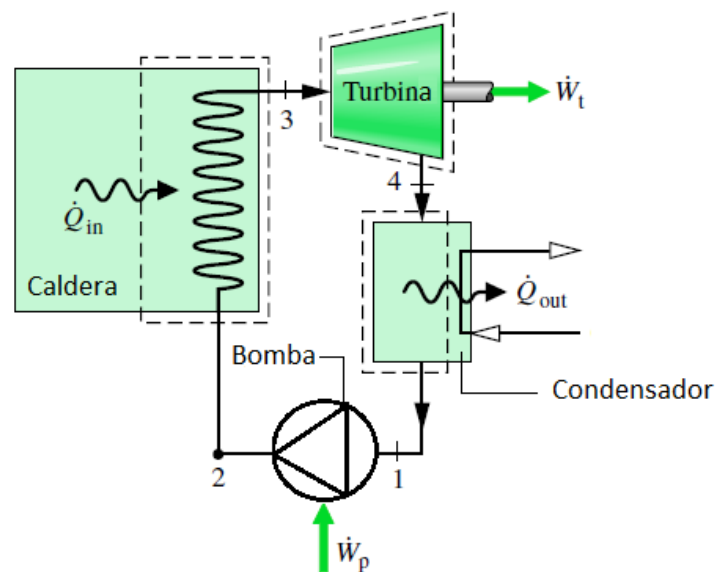


Figura 3.2 Esquema del ciclo Rankine

Agua en estado líquido (1) atraviesa la bomba que aplica un trabajo \dot{W}_p sobre el fluido y eleva su presión y ligeramente su temperatura. A continuación entra en la caldera (2) donde aumenta su temperatura y cambia de fase a vapor. Dicho vapor se dirige hacia la turbina (3) donde se expande disminuyendo su presión y temperatura y se genera trabajo \dot{W}_t . Seguidamente el vapor accede al condensador (4), elemento encargado de extraer calor del vapor y dar lugar a que cambie de nuevo a fase líquida (1), cerrando de esta manera el ciclo.

Es frecuente la elaboración del diagrama temperatura-entropía (T-s) para comprender mejor los procesos que ocurren en el ciclo:

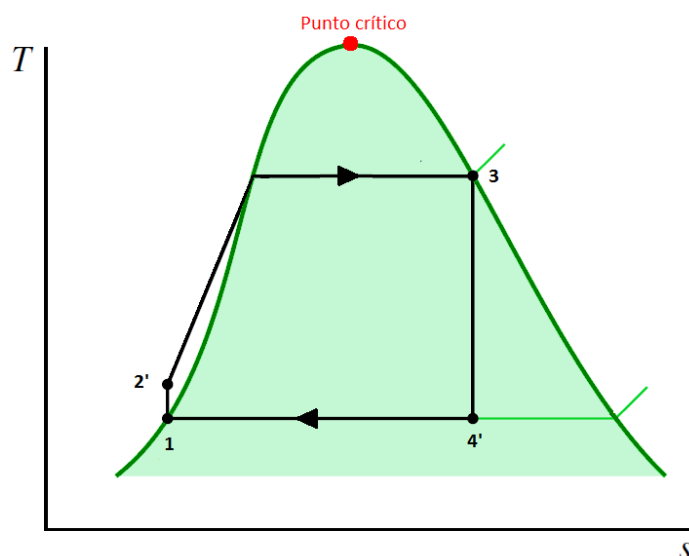


Figura 3.3 Diagrama T-s del ciclo Rankine ideal

En el diagrama anterior las líneas en verde claro representan líneas de presión constante, las de color negro indican el camino que sigue el agua en el ciclo y la de color verde oscuro muestra la curva de saturación del agua, que determina en qué fase se encuentra el agua en cada momento. Por otro lado el punto rojo señala el punto crítico, que es aquel en el que el agua alcanza condiciones críticas (374 °C y 221 bar) a partir de las cuales no es posible distinguir en qué fase se encuentra el agua. Así pues, para una determinada presión subcrítica, si el agua se encuentra en el área de color turquesa, significa que hay una mezcla de agua-vapor. Si se encuentra a la izquierda de la curva de saturación, el agua estará en estado líquido mientras que, si se sitúa a la derecha, se encontrará en estado gaseoso. Así por ejemplo, el punto 2' está en estado líquido, el punto 4' es una mezcla líquido-vapor y el punto 3 se encuentra en condiciones de vapor saturado con título de vapor 1 (recordar que el título de vapor es el cociente de la masa de vapor entre la masa total de la mezcla).

Notar que el ciclo Rankine representado en la *Figura 3.3* resulta muy similar al de la *Figura 3.4*, que corresponde al ciclo de Carnot y el cual posee el máximo rendimiento posible. Sin embargo, no es posible la realización del ciclo de Carnot ya que existen limitaciones importantes que no hacen posible su implantación:

1. Las bombas encargadas de subir la presión del agua sólo trabajan si el agua se encuentra en estado líquido, sin nada de vapor (título de vapor $x=0$), por lo que el punto 1 debe desplazarse hacia la izquierda hasta la curva de saturación.

2. A la salida de la turbina (punto 4') el título de vapor debe ser mayor que el 88% para minimizar la formación de gotas que erosionarían los álabes de la turbina y por tanto reducirían notablemente su rendimiento. Para evitar este problema se sobrecalienta el vapor que entra a la turbina (punto 3) que además permite luego producir más trabajo.

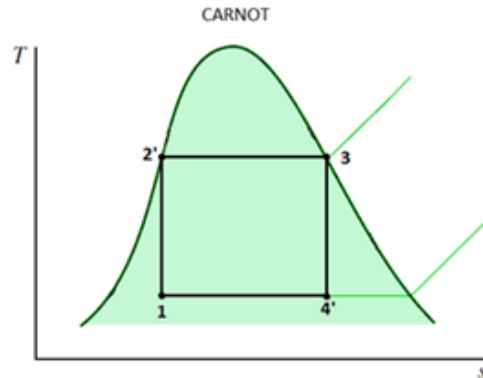


Figura 3.4 Ciclo de Carnot

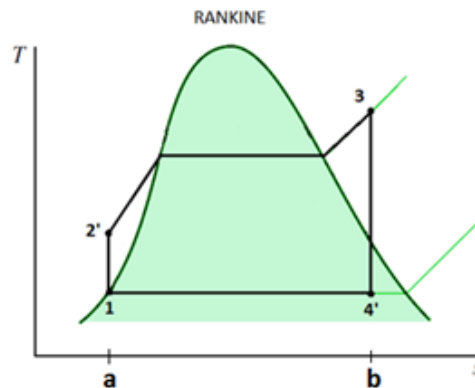


Figura 3.5 Ciclo Rankine ideal con sobrecalentamiento

De acuerdo con la *Figura 3.5*, que muestra ya el ciclo más sencillo que puede utilizarse ya sin los problemas mencionados, en el ciclo Rankine ideal se distinguen tres fases diferentes:

- 1-2': Compresión isentrópica en la bomba.
- 2'-3: Aportación de calor a presión constante en una caldera.
- 3-4': Expansión isentrópica en la turbina.
- 4'-1: Cesión de calor a presión constante en el condensador.

3.1.1.1. Análisis energético del ciclo Rankine

A continuación se realiza un estudio de los distintos elementos que forman el ciclo Rankine con el objetivo de determinar su rendimiento global. Para ello se emplean las siguientes ecuaciones:

1. Balance de masa

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum_{entrada} \dot{m} - \sum_{salida} \dot{m}$$

2. Primer principio de la termodinámica

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum_{entrada} \dot{m} \cdot \left(h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right) - \sum_{salida} \dot{m} \cdot \left(h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right)$$

3. Segundo principio de la termodinámica

$$\frac{dS_{VC}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} + \sum_{entrada} \dot{m} \cdot s - \sum_{salida} \dot{m} \cdot s + \dot{\sigma}_{VC}$$

donde el subíndice VC hace referencia al volumen de control tomado, h es la entalpía, s es la entropía, v es la velocidad, g el valor de la gravedad, z la cota y σ la irreversibilidad.

Si además consideramos las hipótesis de que se trabaja en estado estacionario, y que el término de la energía cinética y potencial gravitatoria son despreciables frente a la entalpía, las ecuaciones anteriores se simplifican a la siguiente forma:

$$\sum_e \dot{m} = \sum_s \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m} \cdot (h_e - h_s)$$

$$0 = \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} + \sum \dot{m} \cdot (s_e - s_s) + \dot{\sigma}_{VC}$$

Conjunto de ecuaciones 1

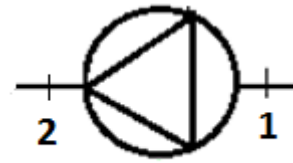
Los elementos que componen el ciclo de vapor simple son: bomba, caldera, turbina de vapor y condensador.

Bomba adiabática

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q}_{bomba} - \dot{W}_{bomba} + \dot{m}(h_1 - h_2)$$

$$\dot{Q}_{bomba} = 0 \rightarrow \boxed{\dot{W}_{bomba} = \dot{m}(h_1 - h_2)}$$

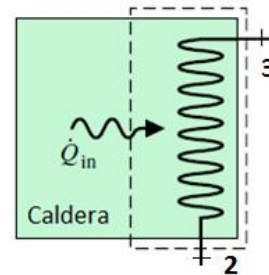


Caldera

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q}_{in} - \dot{W}_{caldera} + \dot{m}(h_2 - h_3)$$

$$\dot{W}_{caldera} = 0 \rightarrow \boxed{\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_3 - h_2)}$$

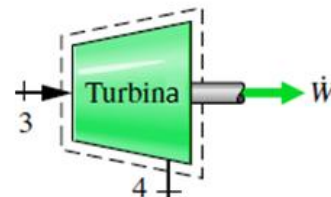


Turbina de vapor adiabática

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q}_{turbina} - \dot{W}_{turbina} + \dot{m}(h_3 - h_4)$$

$$\dot{Q}_{turbina} = 0 \rightarrow \boxed{\dot{W}_{turbina} = \dot{m}(h_3 - h_4)}$$

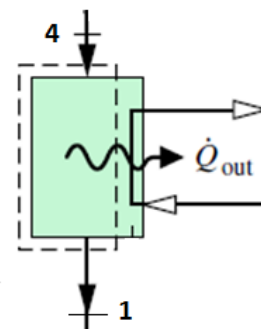


Condensador

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q}_{out} - \dot{W}_{condensador} + \dot{m}(h_4 - h_1)$$

$$\dot{W}_{condensador} = 0 \rightarrow \boxed{\dot{Q}_{out} = \dot{m}(h_1 - h_4)}$$



Ciclo completo

$$0 = \dot{Q}_{NETO} - \dot{W}_{NETO} + \sum \dot{m} \cdot (h_1 - h_1) \rightarrow \dot{Q}_{NETO} = \dot{W}_{NETO}$$

$$\dot{Q}_{NETO} = \dot{Q}_{in} - |\dot{Q}_{out}| = \dot{Q}_{caldera} - |\dot{Q}_{condensador}|$$

$$\dot{W}_{NETO} = \dot{W}_{turbina} - |\dot{W}_{bomba}|$$

Notar que el uso del valor absoluto en las expresiones anteriores es debido a que tanto el calor que extrae el condensador como el trabajo que aplica la bomba son, según el criterio de signos tomado, valores negativos:

- El trabajo tiene signo positivo si el sistema realiza trabajo sobre el exterior, y negativo si se realiza trabajo sobre el sistema.
- El calor tiene signo positivo si éste es absorbido por el sistema, y negativo si es el sistema el que cede calor al exterior.

Rendimiento

El rendimiento de un ciclo de potencia se define como el cociente del trabajo neto que proporciona el sistema entre el calor aportado al fluido de trabajo:

$$\eta_{Rankine} = \frac{\dot{W}_{NETO}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{Q}_{NETO}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{Q}_{in} - |\dot{Q}_{out}|}{\dot{Q}_{in}} = 1 - \frac{|\dot{Q}_{out}|}{\dot{Q}_{in}}$$

$$\eta_{Rankine} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$

Se puede interpretar de otra forma el rendimiento si se conoce que \dot{Q}_{in}/\dot{m} corresponde en el diagrama T-s (ver *Figura 3.5*) al área a-2'-3-b-a, y que \dot{Q}_{out}/\dot{m} es el área comprendida entre los puntos a-1-4'-b-a. De esta manera el rendimiento equivale a 1 menos el cociente de las dos áreas.

3.1.1.2. Ciclo Rankine real

Anteriormente se han asumido una serie de hipótesis para crear un modelo sencillo que explique el comportamiento y funcionamiento del ciclo de vapor, sin embargo, en este caso ideal no se han tenido en cuenta las irreversibilidades que tienen lugar en la realidad y que disminuyen el valor del rendimiento del ciclo. Las fuentes más comunes de irreversibilidades son:

- Irreversibilidad interna de bombas y turbinas: las bombas reales requieren una entrada de trabajo mayor que una bomba ideal mientras que las turbinas reales suministran menos trabajo que el esperado en condiciones ideales. En ambos casos es imposible realizar la compresión o expansión a entropía constante. Para mostrar este factor se definen los rendimientos adiabáticos η_{bomba} y $\eta_{turbina}$ de la siguiente forma:

$$\eta_{bomba} = \frac{\dot{W}_{bomba,ideal}}{\dot{W}_{bomba}} = \frac{h_1 - h_{2'}}{h_1 - h_2}$$

$$\eta_{turbina} = \frac{\dot{W}_{turbina}}{\dot{W}_{turbina,ideal}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4'}}$$

siendo 2' y 4' las salidas ideales de la bomba y turbina respectivamente, y 2 y 4 las salidas reales.

- La fricción del fluido: la fricción del fluido ocasiona caídas de presión en la caldera, en el condensador y en las tuberías entre diversos componentes. Como consecuencia, el vapor sale de la caldera a una presión ligeramente menor y además, dicha presión disminuye un poco más al llegar a la entrada de la turbina debido a las pérdidas en las tuberías que conectan ambos elementos. También existe una caída de presión en el condensador aunque usualmente es muy pequeña. Para compensar estas caídas de presión, el agua debe bombearse a una presión más alta que la que el ciclo ideal requiere. Para ello es necesario una bomba más grande y una entrada de trabajo superior a la bomba.
- Pérdida térmica del vapor hacia los alrededores: dado que el agua se encuentra a una temperatura superior al ambiente y a que las tuberías y componentes no están perfectamente aislados del exterior, existe una pequeña porción de calor que se cede a los alrededores. Para mantener el mismo nivel de salida neta de trabajo, es necesario transferir más calor al vapor que está en la caldera para compensar esas pérdidas térmicas indeseables. Como consecuencia, la eficiencia del ciclo disminuye.

Si se tienen en cuenta todos estos aspectos el diagrama T-s cambia su aspecto:

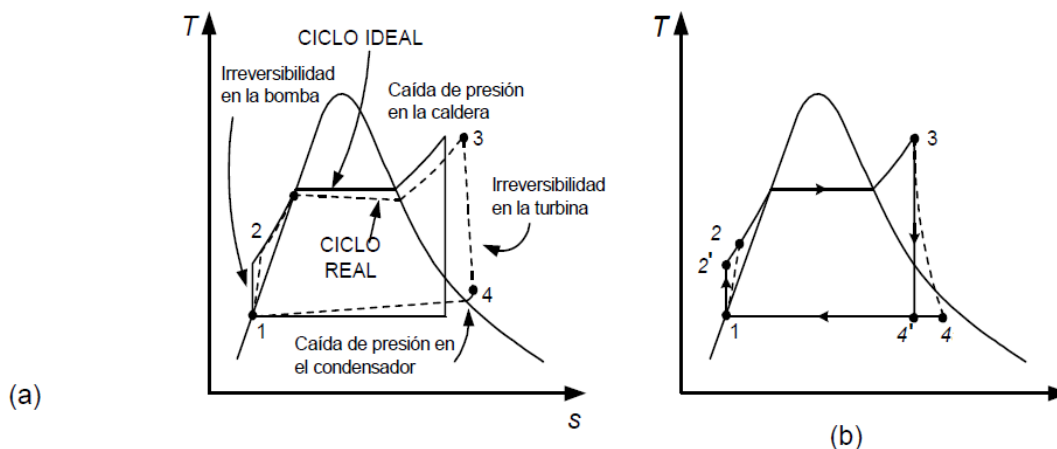


Fig.1.11: Diagramas T-s de un ciclo Rankine real.

Figura 3.6 Efecto de las irreversibilidades sobre el ciclo Rankine

3.1.1.3. Mejoras del ciclo Rankine

Existe una gran motivación por conseguir encontrar mejoras que incrementen el valor del rendimiento global del ciclo, ya que incluso un ligero aumento de éste supone grandes ahorros en los requerimientos de combustible. La idea básica detrás de todas las modificaciones para incrementar el rendimiento de un ciclo de potencia es aumentar la temperatura promedio a la cual el calor se transfiere al fluido de trabajo en la caldera, o disminuir la temperatura media a la cual el fluido de trabajo cede calor al condensador.

La eficiencia térmica del ciclo puede modificarse por varios métodos: reducción de la presión del condensador, aumento de la presión de la caldera, sobrecalentamiento del vapor, recalentamiento y regeneración.

Reducción de la presión del condensador

Si se mantiene fija la presión de la caldera pero se reduce la presión del condensador, se experimenta un incremento del trabajo proporcionado por la turbina, ya que la entalpía $h_{4''}$ es menor que h_4 . Esta modificación de la presión hace que también se requiera un mayor aporte de calor Q_{in} en la caldera (área por debajo de 2''-3 es mayor que 2-3), sin embargo el incremento de trabajo neto es superior a la mayor necesidad de Q_{in} , lo que se traduce en una mejora del rendimiento.

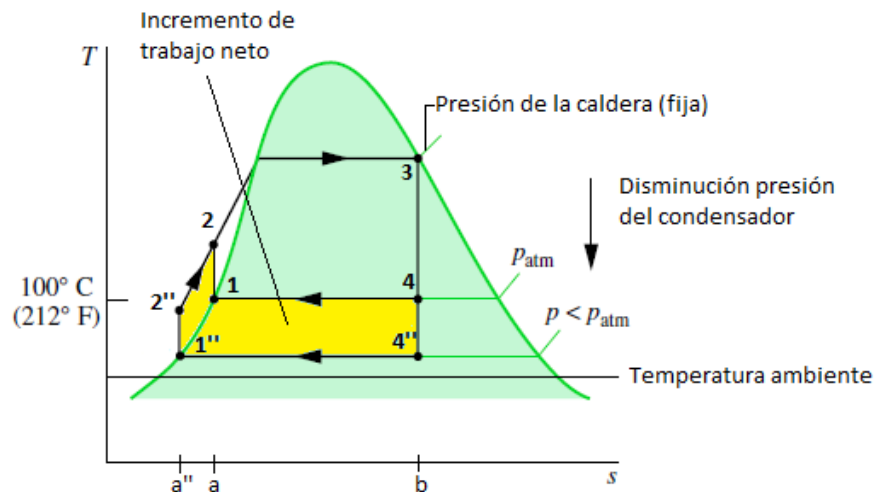


Figura 3.7 Efecto de la reducción de presión del condensador

Existen algunas limitaciones que restringen el valor que puede tomar la presión del condensador:

- Título de vapor en las etapas finales de la turbina: cuanto menor sea la presión en el condensador, más humedad habrá en los escalones finales de la turbina por lo que podrían formarse gotas que disminuirían la vida útil de la turbina. Por esto motivo resulta imprescindible tener en cuenta que el título de vapor debe ser mayor que el 88%.
- Entrada de aire por las tuberías: dado que a menudo la presión del condensador es menor que la atmosférica, es inevitable que entre aire al ciclo, lo que provocaría problemas de erosión. Cuanto más baja sea la presión con más facilidad se filtrará aire a las tuberías.

Aumento de la presión de la caldera

Al aumentar la presión de la caldera manteniendo fija la que corresponde al condensador, aumenta la temperatura promedio a la que se aporta calor al agua y el trabajo que proporciona la turbina, ya que la entalpía $h_{3''}$, es superior a h_3 . Si bien es cierto que también aumenta el trabajo que debe suministrar la bomba para conseguir una presión mayor, el calor que debe aportar la caldera es considerablemente menor (área bajo el camino 2''-3'' es menor que el área bajo 2-3), lo que tiene una influencia positiva sobre el rendimiento.

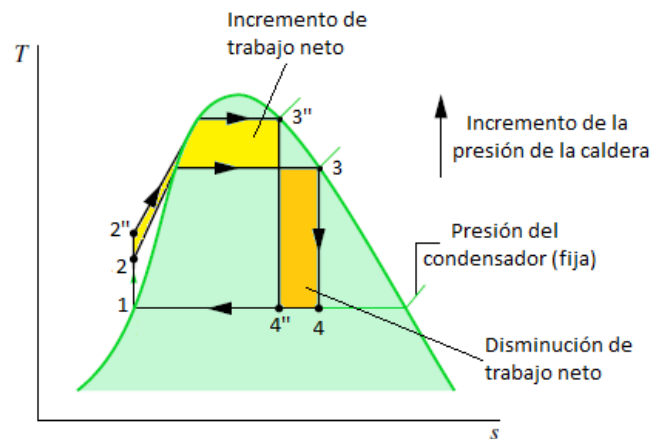


Figura 3.8 Efecto de aumentar la presión de la caldera

El incremento de presión en la caldera está limitado de nuevo por el título del vapor a la salida de la turbina.

Sobrecalentamiento del vapor

El sobrecalentamiento del vapor es un proceso por el cual en la caldera después de haber transferido calor al agua para su cambio de fase a vapor, se sigue aumentando su temperatura. Este incremento de la temperatura se traduce en un incremento de trabajo neto, ya que aumenta $W_{turbina}$ debido a que $h_{3''}$ es superior a h_3 . Dado que se alcanzan temperaturas mayores es necesario aportar más calor Q_{in} en la caldera, sin embargo, la mejora en el trabajo neto compensa este hecho y se consigue mejorar el rendimiento.

Además el sobrecalentamiento aumenta el título de vapor a la salida de la turbina, lo que tiene un gran interés para evitar la formación de pequeñas gotas que dañarían la turbina.

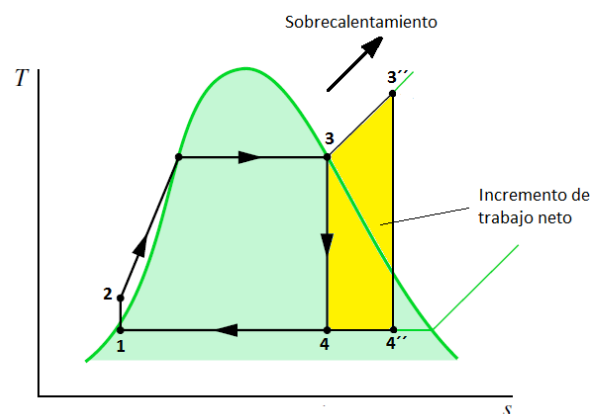


Figura 3.9 Sobrecalentamiento del vapor

La máxima temperatura a la que se puede sobrecalentar el vapor está condicionada por la resistencia de los materiales (típicamente 584 °C).

Recalentamiento

El recalentamiento es una modificación bastante común en plantas de generación de potencia basadas en el ciclo Rankine, ya que permite tener una presión mayor en la caldera y un título a la salida de la turbina lo suficientemente alto para no tener problemas.

Tal y como se puede ver en la *Figura 3.10*, el vapor no se expande en un solo paso, sino que primero se expande en la turbina de alta presión hasta una presión intermedia (proceso 3-4), y tras elevar de nuevo su temperatura en el recalentador (Proceso 4-5), se vuelve a expandir en la turbina de baja hasta la presión del condensador.

La principal ventaja del recalentamiento es que incrementa el título de vapor en las etapas finales de la turbina, que es uno de los problemas que se presentan cuando se trabaja con presiones altas en la caldera.

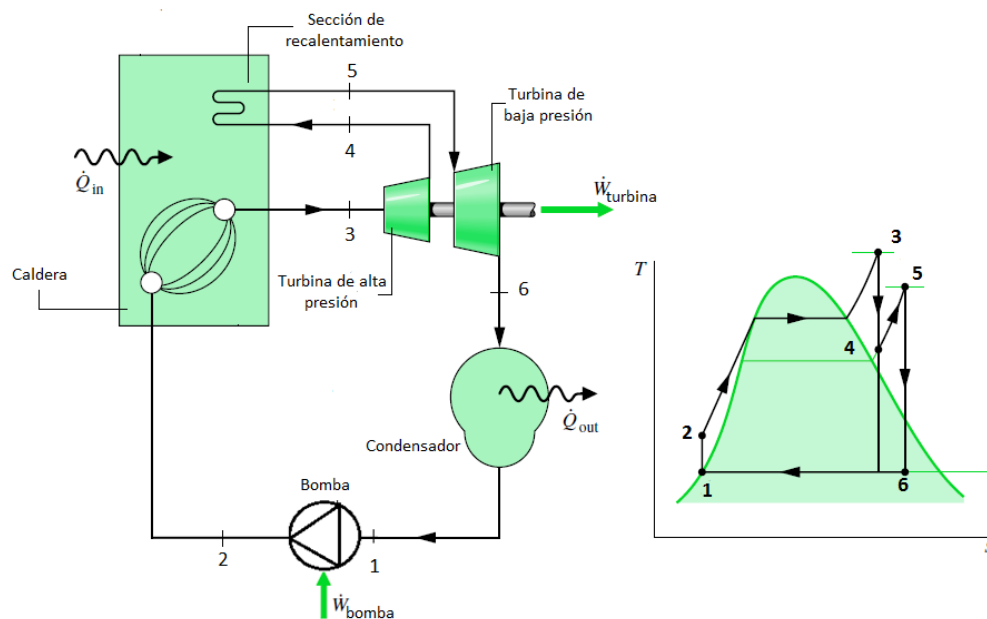


Figura 3.10 Ciclo Rankine ideal con recalentamiento

Regeneración

La regeneración consiste en extraer parte del vapor que se expande en la turbina para calentar el agua que sale del condensador y de esta manera ahorrar parte del calor aportado por la caldera. De esta forma se consigue aumentar la temperatura promedio a la que se suministra calor al agua, lo que mejora el rendimiento.

Si bien es cierto que la regeneración disminuye ligeramente el trabajo neto debido a que no todo el vapor se expande en la turbina, el sangrado de una pequeña cantidad de éste repercute positivamente sobre la eficiencia.

La regeneración proporciona dos ventajas adicionales:

- La mejora del rendimiento isentrópico de la turbina, al disminuir el gasto en la etapa de mayor humedad, que es precisamente la que ocasiona mayores pérdidas.
- La reducción de la sección de salida de la turbina, dimensión crítica en las turbinas dado el elevado volumen específico del vapor cuando sale de la misma, y limitante de la velocidad de giro de la propia turbina y por tanto de la potencia que puede generar.

Para hacer posible la regeneración se emplean uno o varios intercambiadores de calor llamados feedwater heaters, que pueden ser abiertos (se mezclan dos corrientes a distintas temperaturas) o cerrados (se intercambia calor entre dos corrientes que no se mezclan). A continuación se muestra un ciclo Rankine con un feedwater heater abierto que actúa como desaireador de la central, cuya función es disminuir la concentración de aire que posee el agua procedente del condensador para evitar problemas de corrosión.

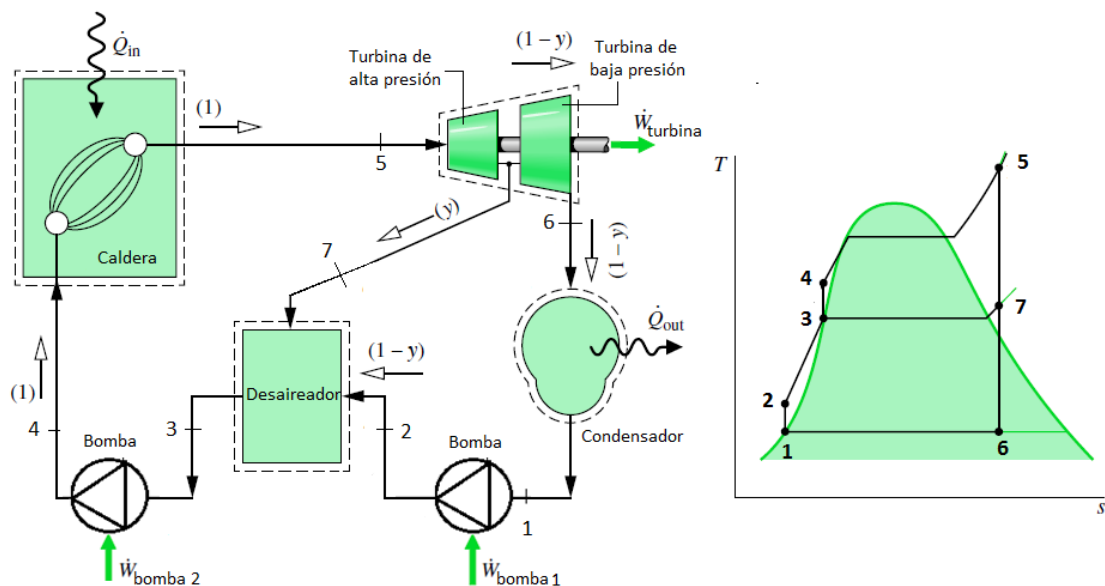


Figura 3.11 Ciclo Rankine ideal con desaireador

3.1.2. Ciclo Brayton

El ciclo Brayton es aquel ciclo de potencia que emplea como fluido de trabajo el aire y que tiene como objetivo convertir la energía liberada al quemar un combustible en trabajo útil.

También se le suele denominar turbina de gas, y se aplica fundamentalmente en los sistemas de propulsión de aeronaves, barcos, así como en la generación de electricidad debido a que presenta características de gran interés. Entre sus numerosas ventajas destaca su buena relación potencia/peso, su bajo coste, rápida puesta en servicio, alta confiabilidad y larga vida.

En el ciclo Brayton funciona del siguiente modo: se hace pasar aire en condiciones atmosféricas a través de un compresor que aumenta tanto su presión como su temperatura. A continuación accede a la cámara de combustión donde se quema combustible para liberar energía y de esta forma calentar el aire a presión constante hasta una temperatura lo suficientemente elevada. Posteriormente el aire junto con los gases originados en la combustión se expanden en la turbina de gas de nuevo hasta la presión atmosférica produciendo trabajo. Lo más común es expulsar los gases al ambiente tras su expansión en la turbina, por lo que se podría decir que se opera en ciclo abierto aunque también existen casos en los que se recirculan (ciclo cerrado). Los procesos que operan en ciclo cerrado disponen de un intercambiador de calor en lugar de una cámara de combustión para calentar el aire y de otro intercambiador más, cuya finalidad es enfriar el aire a presión constante hasta las condiciones iniciales.

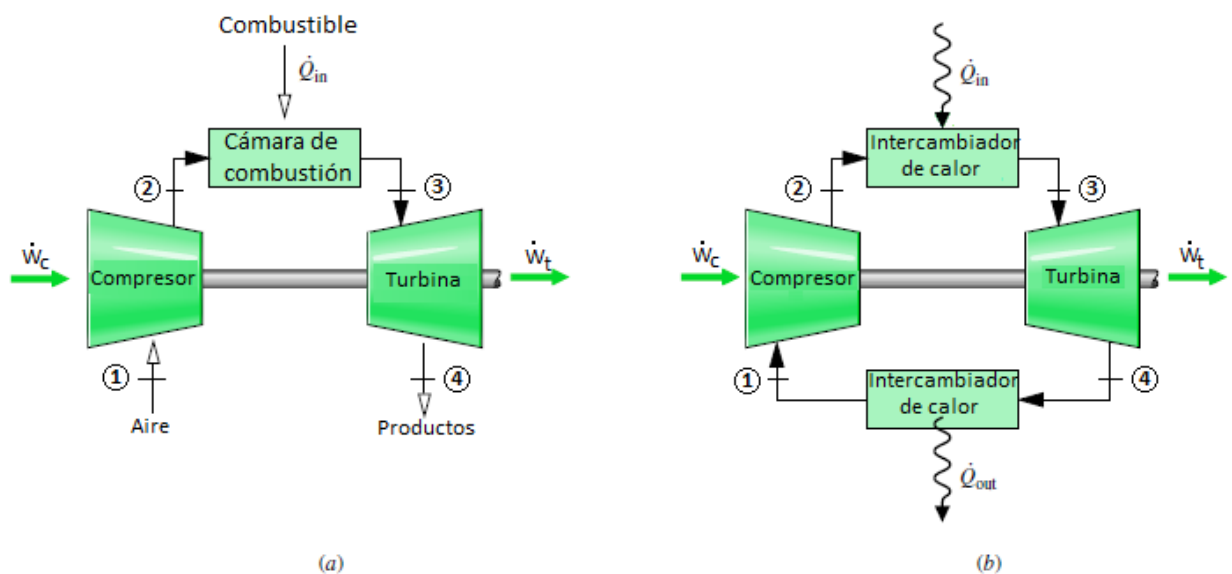


Figura 3.12 Ciclo Brayton : a) abierto b) cerrado

Atendiendo a *Figura 3.12b*, el aire experimenta cuatro procesos diferentes en el ciclo Brayton ideal:

- 1-2: Compresión adiabática y reversible (isentrópica) en el compresor.
- 2-3: Aportación de calor a presión constante.
- 3-4: Expansión adiabática y reversible (isentrópica) en la turbina.
- 4-1: Cesión de calor a presión constante.

El diagrama T-s del ciclo Brayton ideal presenta la siguiente forma (recordar que el tramo 4-1 no existe en el ciclo Brayton abierto):

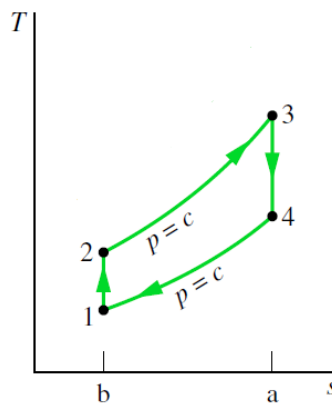


Figura 3.13 Ciclo Brayton ideal

3.1.2.1. Análisis energético del ciclo Brayton

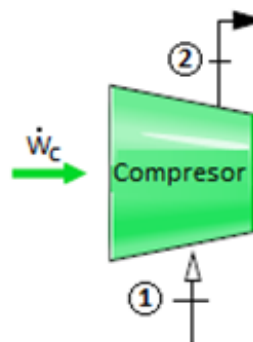
Al igual que con el ciclo Rankine, a continuación se aplicarán la ecuación de conservación de la masa y la primera ley de la termodinámica (ver Conjunto de ecuaciones 1) para caracterizar cada uno de los elementos que componen el ciclo Brayton abierto y obtener la expresión del rendimiento global del ciclo.

Compresor

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q}_c - \dot{W}_c + \dot{m}(h_1 - h_2)$$

$$\dot{Q}_c = 0 \rightarrow \boxed{\dot{W}_c = \dot{m}(h_1 - h_2)}$$

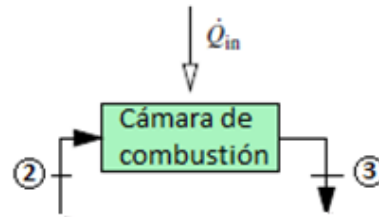


Cámara de combustión

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q}_{in} - \dot{W}_{cc} + \dot{m}(h_2 - h_3)$$

$$\dot{W}_{cc} = 0 \rightarrow \boxed{\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_3 - h_2)}$$

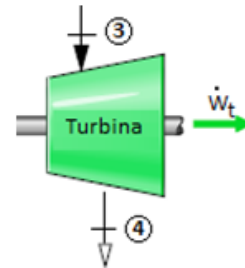


Turbina de gas

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q}_t - \dot{W}_t + \dot{m}(h_3 - h_4)$$

$$\dot{Q}_t = 0 \rightarrow \boxed{\dot{W}_t = \dot{m}(h_3 - h_4)}$$



Rendimiento

El rendimiento del ciclo será el cociente del trabajo neto entre el calor aportado al aire en la cámara de combustión:

$$\eta_{Brayton} = \frac{\dot{W}_{NETO}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{W}_t - |\dot{W}_c|}{\dot{Q}_{in}} = \frac{(h_3 - h_4) - |h_1 - h_2|}{h_3 - h_2}$$

La expresión del rendimiento anterior se puede simplificar si consideramos el aire como un gas ideal caloríficamente perfecto (GICP), en el que la energía interna sólo depende de la temperatura, y además asumimos que los calores específicos a volumen constante C_v y a presión constante C_p son invariables:

$$\text{GICP: } P \cdot v = R_g \cdot T \quad \text{siendo } R_g = \frac{R_0}{PM} \text{ y } R_0 = 8.314 \frac{J}{mol \cdot K}$$

$$\Delta h = C_p \Delta T \quad \Delta s = C_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R_g \ln \frac{P_2}{P_1} \quad \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

$$\text{Rendimiento Brayton ideal: } \eta_{Brayton} = \frac{(T_3 - T_4) - |T_1 - T_2|}{T_3 - T_2}$$

Recordar que el valor absoluto se incluye porque de acuerdo al criterio de signos escogido el trabajo del compresor tiene signo negativo.

Si además tenemos en cuenta que la relación de compresión es igual a $r_{com} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4}$ y que para los gases ideales caloríficamente perfectos existe la siguiente relación cuando tienen lugar procesos isoentrópicos:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

La expresión del rendimiento del ciclo Brayton ideal queda:

$$\eta_{\text{Brayton,ideal}} = 1 - \frac{1}{r_{\text{com}}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

3.1.2.2. Ciclo Brayton real

En la realidad existen irreversibilidades que hacen que el rendimiento del ciclo sea inferior al esperado para condiciones ideales. Tales irreversibilidades aparecen inevitablemente tanto en el ciclo Brayton, en el ciclo Rankine como en cualquier otro ciclo de potencia. Las principales fuentes de irreversibilidad son la fricción del fluido de trabajo que ocasiona pérdidas de presión, la pérdida de calor por el mero hecho de que el aire/gas se encuentra a una temperatura superior al ambiente y dado que los conductos no se encuentran perfectamente aislados se produce una cesión de calor al ambiente, y por último la irreversibilidad interna de compresores y turbinas de gas. Esta última es la más relevante y se cuantifica definiendo los siguientes rendimientos adiabáticos:

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{c,ideal}}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_{2'}}{h_1 - h_2}$$

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_{t,ideal}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4'}}$$

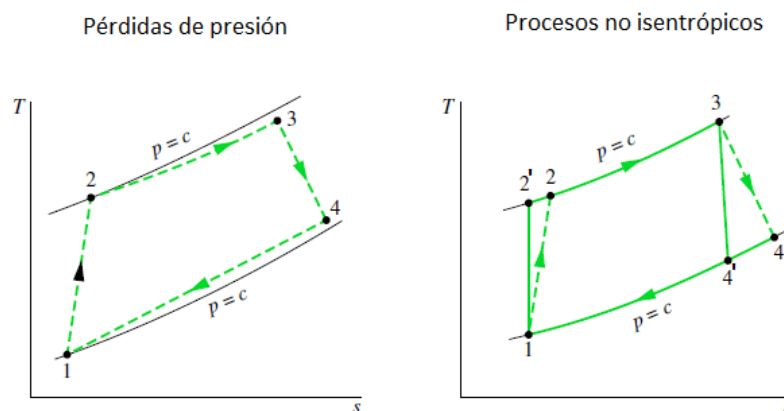


Figura 3.14 Efecto de las irreversibilidades en el ciclo Brayton

3.1.3. Ciclo combinado

El ciclo combinado es un sistema compuesto por dos ciclos termodinámicos distintos, el ciclo Rankine que trabaja con agua, y el ciclo Brayton que emplea el aire como fluido de trabajo. La implementación de ambas técnicas en conjunto hace posible la generación de energía eléctrica de una forma más eficiente que el uso de cada una por separado.

El fundamento básico del ciclo combinado consiste en aprovechar la gran cantidad de energía térmica que poseen los gases de combustión después de haber atravesado la turbina de gas para calentar el agua del ciclo Rankine generando vapor, de forma que no resulta necesario el aporte de combustible propio de las calderas convencionales.

El esquema del ciclo combinado simple se muestra a continuación:

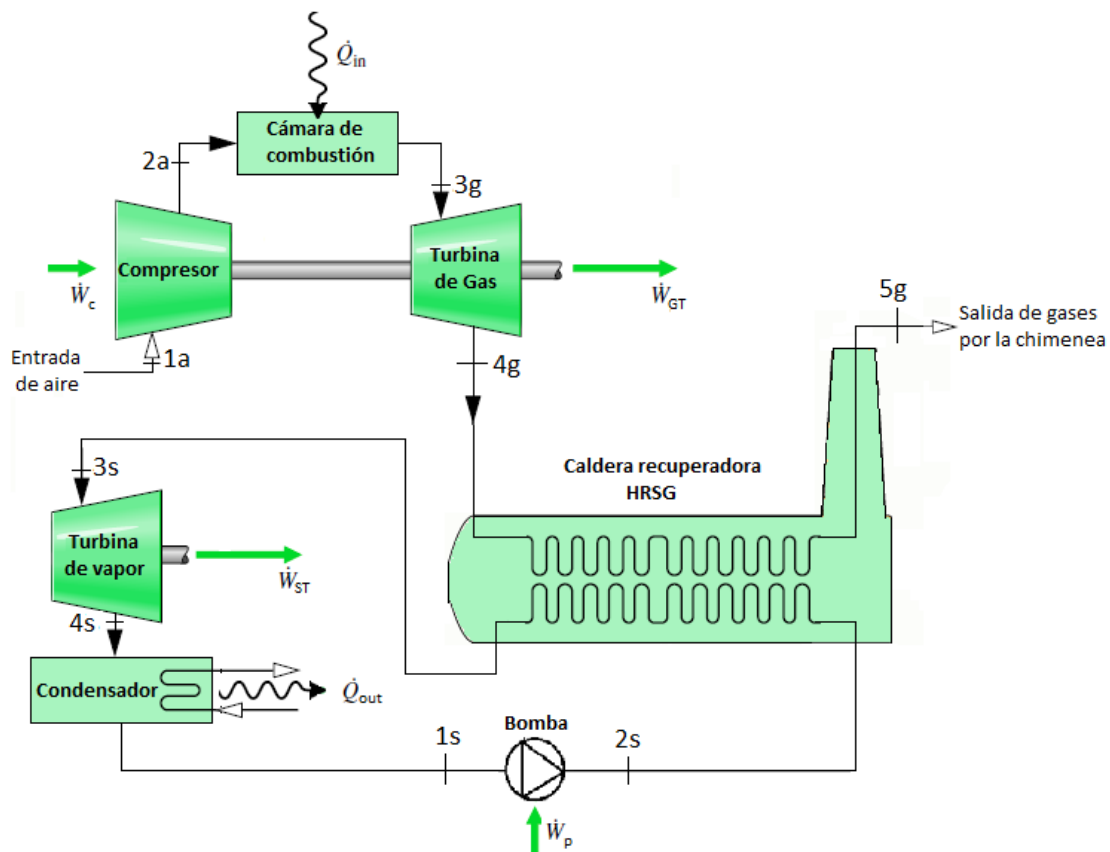


Figura 3.15 Esquema ciclo combinado

En primer lugar se hace pasar el aire atmosférico por un compresor (1a) que eleva su presión y temperatura para a continuación entrar a la cámara de combustión (2a), donde se quema combustible para aportar calor \dot{Q}_{in} y así aumentar la temperatura de los gases resultantes (3g). Acto seguido los gases se expanden en la turbina de gas

generándose potencia en forma de energía mecánica \dot{W}_{GT} , que posteriormente será transformada en energía eléctrica en un generador. Los gases que abandonan la turbina (4g) se encuentran todavía a una alta temperatura, por lo que éstos son conducidos a la caldera recuperadora HRSG, que es el elemento que combina el ciclo Rankine con el Brayton. Dicha caldera aprovecha la energía térmica de los gases de escape transfiriendo calor al agua en estado líquido procedente de la bomba de alimentación (2a), que cambia de fase a vapor y se sobrecalienta (3s) para luego expandirse en la turbina de vapor (4s) y obtener de nuevo potencia útil \dot{W}_{ST} . Para cerrar el ciclo, el vapor cambia a fase líquida en el condensador donde se extrae calor \dot{Q}_{out} y finalmente entra a la bomba de alimentación (1s) donde se aumenta la presión. El ciclo Brayton concluye cuando los gases después de intercambiar calor en la caldera HRSG se expulsan por la chimenea (5g).

El rendimiento del ciclo combinado se obtiene al hacer el cociente entre la suma del trabajo neto de ambos ciclos dividido entre la aportación de calor en la cámara de combustión:

$$\eta_{CC} = \frac{(\dot{W}_{GT} - \dot{W}_c) + (\dot{W}_{ST} - \dot{W}_p)}{\dot{Q}_{GT}} = \frac{\dot{W}_{GT,neto} + \dot{W}_{ST,neto}}{\dot{Q}_{GT}}$$

donde \dot{Q}_{GT} es la potencia térmica suministrada en la cámara de combustión (\dot{Q}_{in}), $\dot{W}_{GT,neto}$ es la potencia neta entregada por la turbina de gas y $\dot{W}_{ST,neto}$ la potencia neta que proporciona la turbina de vapor. Recordando la expresión del ciclo Brayton y Rankine:

$$\eta_{Brayton} = \frac{\dot{W}_{GT,neto}}{\dot{Q}_{GT}}$$

$$\eta_{Rankine} = \frac{\dot{W}_{ST,neto}}{\dot{Q}_{ST}}$$

el rendimiento del ciclo combinado se puede expresar como:

$$\eta_{CC} = \eta_{Brayton} + \frac{\eta_{Rankine} \cdot \dot{Q}_{ST}}{\dot{Q}_{GT}}$$

Si además se define el rendimiento de la caldera recuperadora como la potencia térmica suministrada al agua en la caldera entre la potencia calorífica disponible de los gases de escape de la turbina de gas:

$$\eta_{HRSG} = \frac{\dot{Q}_{ST}}{\dot{Q}_{disponible\ gases}}$$

donde $\dot{Q}_{disponible\ gases}$ se puede aproximar como:

$$\dot{Q}_{disponible\ gases} = \dot{Q}_{GT} \cdot (1 - \eta_{Brayton})$$

la expresión final del rendimiento del ciclo combinado adquiere la siguiente forma:

$$\eta_{CC} = \eta_{Brayton} + \eta_{Rankine} \cdot \eta_{HRSG} \cdot (1 - \eta_{Brayton})$$

Notar como efectivamente el rendimiento del ciclo combinado es superior al del ciclo Brayton y al del ciclo Rankine (recordar que según el estado del arte, centrales que emplean el ciclo Brayton poseen una mayor eficiencia que las que se valen del ciclo Rankine).

4. Caldera recuperadora HRSG

4.1. Definición

La caldera recuperadora HRSG (Heat Recovery Steam Generator) es el elemento del ciclo combinado donde se aprovecha la energía procedente de los gases de escape de la turbina de gas para producir vapor, el cual se hace pasar por una turbina de vapor para obtener energía mecánica y que posteriormente será transformada en electricidad.

Se trata de un intercambiador de calor, en el que los gases de escape, que se encuentran típicamente a una temperatura de unos 550 °C, ceden energía al agua que pasa por los tubos, dando lugar a la generación de vapor. El coeficiente global de transferencia está determinado por la transferencia mediante convección entre los gases y la superficie de los tubos, ya que los gases de escape poseen una densidad considerablemente menor que la del agua, por lo que dicho coeficiente de transferencia será bastante menor que el correspondiente a la transferencia de calor entre los tubos y el agua. Además, dado que la diferencia de temperatura entre los gases y el agua es menor que en las calderas convencionales (fired boilers) y a que la transferencia de calor tiene lugar fundamentalmente mediante convección en vez de radiación, el coeficiente global toma valores más bajos, motivo por el que es necesario aumentar el área de transferencia para incrementar el intercambio de calor.

Para ello la opción más viable económicamente es la de incorporar aletas en los tubos en lugar de emplear un número de tubos mayor. Existen numerosas configuraciones de aletas, entre las que destacan la que se muestran a continuación por su uso más extendido:

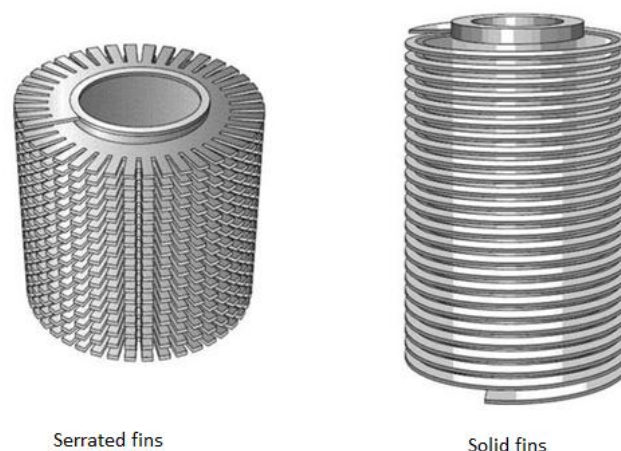


Figura 4.1 Tipos de aletas (15)

4.2. Elementos de las calderas HRSG

Las calderas recuperadoras constan de los siguientes elementos:

- Sobrecalentadores y recalentadores: son los intercambiadores que se encuentran en la parte más cercana a la entrada de los gases procedentes de la combustión en la turbina de gas y tienen como misión aumentar la temperatura del vapor producido en el evaporador. Este vapor debe ser lo más puro posible y debe ir libre de gotas de agua, ya que deteriorarían la turbina.
- Evaporadores: son los elementos donde tiene lugar el cambio de fase del agua de líquido a vapor. Cada evaporador se compone de los haces vaporizadores, lugar donde se realiza el cambio de fase; downcomers, que son los tubos que alimentan a los haces; risers o tubos de salida de los haces vaporizadores; y por último un calderín.
 - Calderines: depósitos donde se separa el agua líquida del vapor. El calderín recibe por un lado el agua líquida procedente del economizador y por otro lado una mezcla agua-vapor procedente del evaporador. A continuación, el vapor es separado del agua en estado líquido gracias a una combinación entre la gravedad y ciertos elementos mecánicos (centrifugadores); es entonces cuando el vapor se dirige hacia el sobrecalentador y el agua líquida se recircula de nuevo hacia los haces vaporizadores para volver a generar vapor.

Los calderines operan en condiciones de saturación y resulta fundamental el control del título de vapor del agua procedente del evaporador, que debe tomar un valor de entre el 5 y el 10% dependiendo de la presión y de la carga del calderín. Mantener el título de vapor entre estos valores previene problemas de sobrecalentamiento en los tubos.

Otra función del calderín es la de controlar la calidad del agua, ya que contiene impurezas que acaban depositándose y se forma fango. Para ello se realizan diversos tratamientos químicos y purgas periódicas con el fin de evitar los problemas derivados de estas impurezas.

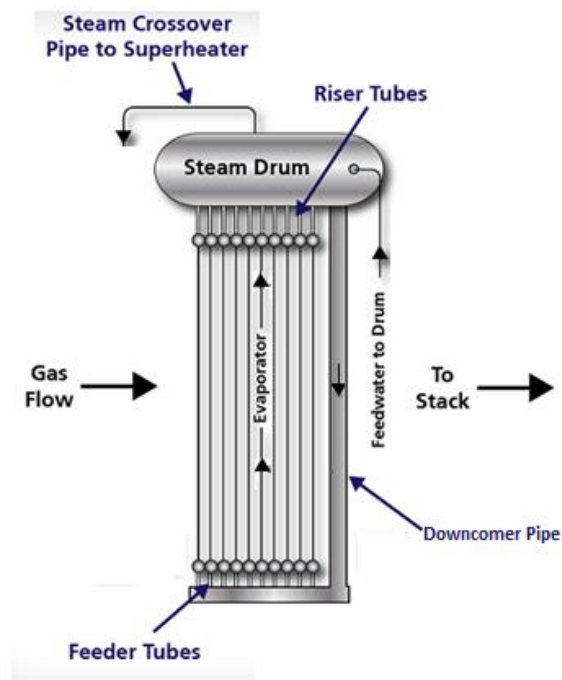
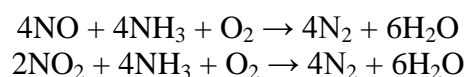


Figura 4.2 Esquema de un evaporador

- Economizadores: son los intercambiadores encargados de precalentar el agua de alimentación con el calor residual de los gases de escape. Se colocan a continuación de los evaporadores, donde los gases se encuentran a una temperatura menor.
- Catalizador: las calderas HRSG actuales incorporan un módulo SCR (Selective Catalytic Reduction), que se trata de un sistema capaz de reducir las emisiones de NOx de la central de ciclo combinado por debajo de 9 ppmv (18.2 mg/Nm³) (16) con un contenido en oxígeno de referencia del 15 %. Se basa en el empleo de amoníaco para disminuir la cantidad de NO y NO₂:



Los módulos SCR presentan su máximo rendimiento operando entre 300 °C y 400°C de temperatura, por lo que suelen estar situados antes del evaporador de alta presión.

Este sistema de reducción de NOx resulta imprescindible para cumplir las normativas vigentes que restringen las emisiones de este contaminante, ya que el uso de otros métodos como la inyección de vapor en la turbina de gas no es suficiente (81mg/Nm³). A continuación se muestra una tabla con los valores límite de emisión de NOx establecidos en la Unión Europea:

Valores límite de emisión pertinentes para el cálculo de las contribuciones individuales al techo de emisión de 2016 para NO_x de turbinas de gas y motores de gas

	VLE de NO _x (mg/Nm ³)
Motores de gas (que quemen combustibles gaseosos)	100
Turbinas de gas (incluidas las TGCC) que quemen los siguientes combustibles:	
Gas natural (nota 1)	50 (notas 2 y 3)
Combustibles gaseosos distintos del gas natural	120
Destilados ligeros y medios	120

El contenido de oxígeno de referencia es 15 %.

Notas:

1. Metano de origen natural que no tenga más del 20 % (en volumen) de inertes y otros constituyentes.
2. 75 mg/Nm³ en los siguientes casos (cuando el rendimiento de la turbina de gas se determina en condiciones ISO para carga base):
 - turbinas de gas utilizadas en sistemas combinados de calor y electricidad con un rendimiento global superior al 75 %,
 - turbinas de gas utilizadas en instalaciones de ciclo combinado cuyo rendimiento eléctrico global medio anual sea superior al 55 %,
 - turbinas de gas para unidades motrices mecánicas.
3. En el caso de turbinas de gas de ciclo único que no entren en ninguna de las categorías mencionadas en la nota 2, pero que tengan un rendimiento superior al 35 % (determinado en condiciones ISO para carga base), el VLE será de $50 \times \eta/35$, siendo η el rendimiento de la turbina de gas (determinado en condiciones ISO para carga base) expresado en porcentaje.

Tabla 1 Valores límite de emisión de NO_x (17)

- Desaireador: elemento que tiene como finalidad eliminar los gases disueltos en el agua de alimentación de la caldera, en especial el oxígeno y el dióxido de carbono, con el propósito de evitar problemas de corrosión de los tubos. La mayoría de los fabricantes recomiendan reducir la concentración de O₂ a menos de 7ppb (18) para prevenir la picadura de los tubos y la formación de óxidos.

A pesar de la desgasificación del agua de alimentación realizada por el desaireador, no se eliminan por completo los gases disueltos, por lo que se debe aplicar un proceso químico posterior para eliminar las trazas.

Para llevar a cabo la desaireación se aprovecha la propiedad de que la solubilidad del agua en distintos gases decrece con el aumento de temperatura,

por lo que el proceso debe contar con el calentamiento del agua de admisión. Este calentamiento lo realiza el vapor que se genera en el evaporador de baja presión, motivo por el que el desaireador se suele colocar junto a este elemento de la caldera.

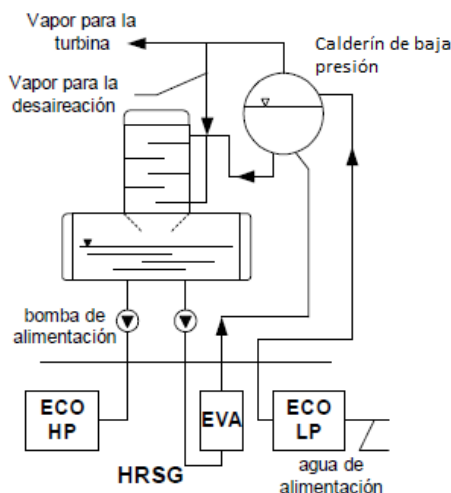


Figura 4.3 Colocación del desaireador

Además de valerse de la variabilidad de la solubilidad con la temperatura, el desaireador utiliza otros principios físicos como el aumento del tiempo de residencia del agua de alimentación o de la relación superficie/volumen para así mejorar la transferencia de calor y de masa. Para ello el desaireador consta de bandejas (mayor tiempo de residencia) y de pulverizadores (mayor relación S/V), así como un diafragma inundado para reducir la superficie libre de reabsorción del aire.

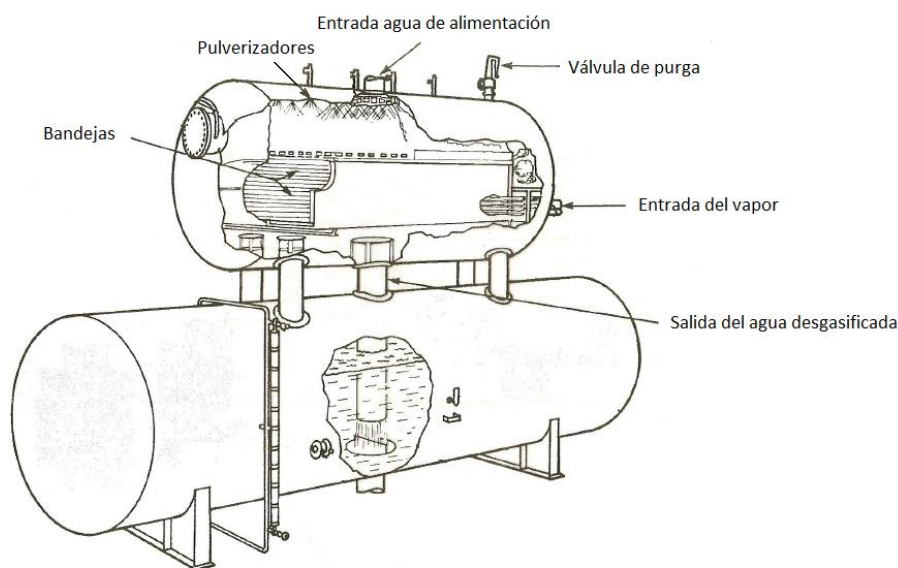


Figura 4.4 Elementos del desaireador

4.3. Tipos

Existen diversos tipos y clasificaciones de calderas HRSG en función de si incorporan o no recalentamiento de los gases de escape de la turbina de gas, de su disposición horizontal o vertical, y atendiendo al número de los niveles de presión. Esta última distinción se estudiará detalladamente en el apartado siguiente.

4.3.1. Calderas con postcombustión/sin postcombustión

Existen calderas recuperadoras HRSG que aprovechan la energía de los gases de escape de la turbina de vapor sin subir la temperatura de éstos (sin ningún aporte adicional de calor), y otras en las que se produce un recalentamiento de los gases, también llamado postcombustión o “supplementary firing” en inglés.

La motivación de la postcombustión es el gran incremento de la generación de vapor que se produce cuando la temperatura de los gases se eleva hasta alcanzar temperaturas superiores a 800°C; así pues con una temperatura de 815°C (1500°F) se dobla la producción de vapor, por lo que será posible generar más electricidad.

Para llevar a cabo la postcombustión se instalan varios quemadores en el conducto de los gases a la entrada de la caldera. También se suelen incorporar atemperadores de agua pulverizada para regular la temperatura del vapor.

Dado que los gases de escape contienen un 15 % en peso de oxígeno, esta composición es suficiente para que se produzca la combustión, aunque puede aportarse más aire en caso de que fuera necesario.

Otra ventaja importante de este tipo de calderas es que éstas pueden operar sin la necesidad de que la turbina de gas esté en funcionamiento. En este caso, la entrada de la caldera será el aire a temperatura ambiente, por lo que será necesario aportar mucho más combustible para generar la misma cantidad de vapor y por motivos obvios, el rendimiento será mucho menor.

Aunque la aportación extra de calor presenta numerosas ventajas también tiene asociado algunos inconvenientes como un mayor gasto en los elementos adicionales que se deben incluir (quemadores y atemperadores), aumentando entre un 10-15% el coste total de la caldera HRSG; mayor coste de mantenimiento; necesidad de combustible extra para la postcombustión; incremento de las emisiones de NO_x, por lo que conviene incluir un módulo SCR (Selective Catalytic Reduction) para reducir dichas emisiones.

4.3.2. Calderas verticales/horizontales

Atendiendo a la dirección del flujo de los gases de escape de la turbina de gas, las calderas HRSG se pueden clasificar en calderas horizontales y calderas verticales.

Las calderas horizontales son aquellas en las que la dirección que sigue el gas a través de los distintos módulos de la caldera (sobrecalentador, recalentador, evaporador, economizador) hasta la chimenea es horizontal.

La principal característica de este tipo de calderas es que los tubos en los que tiene lugar la transferencia de calor en el evaporador son verticales, haciendo posible la circulación de agua por convección natural. La disposición de los tubos en el resto de los módulos puede ser tanto vertical como horizontal.

Las calderas horizontales son más compactas, ya que requieren poca estructura metálica debido a que los tubos verticales están autosoportados, colgando de los calderines y colectores situados en la parte alta de la caldera. Esta característica hace que gran parte de los tubos en el interior de los haces no sean accesibles, por lo que en caso de rotura se debe abandonar el uso de dicho tubo.

A la hora de diseñar constructivamente y operativamente estas calderas se deben tener en cuenta además las siguientes consideraciones (19):

- La pérdida de carga de los gases a lo largo de la caldera debe ser inferior a 300 milímetros columna de agua.

- Debe cuidarse especialmente la calidad de los materiales empleados en los módulos más calientes.

- Deben seguirse procedimientos estrictos de soldadura y de control de calidad: radiografiado, ultrasonidos e inspección visual, especialmente en las soldaduras de los tubos verticales con los colectores de los módulos más calientes, tanto por la falta de acceso para reparaciones como por el hecho de estar sometidos a mayores tensiones térmicas susceptibles de provocar roturas.

- Se deben eliminar las tensiones residuales de las curvas de los tubos a 180 ° y las durezas iniciadoras de las grietas.

- Debe seguirse un procedimiento estricto de conservación durante periodos de paradas prolongadas, para evitar que el agua que se quede en los tubos pueda corroer los materiales.

- Se debe establecer procedimientos periódicos de limpieza química, para eliminar incrustaciones y acumulaciones de material no deseado.
- Se debe disponer de un plan de inspecciones periódicas en aquellas soldaduras de tubo a colector sometidas a mayor grado de fluencia o fatiga térmica, colectores de salida del sobrecalentador y recalentador y colector de entrada al economizador.
- Debe vigilarse cuidadosamente los parámetros químicos del agua de alimentación, especialmente el contenido de oxígeno y la posible contaminación por roturas de tubos en el condensador, para evitar corrosiones.
- En las revisiones mayores se debe inspeccionar interiormente algún tubo de los evaporadores en la parte alta, para ver si han formado depósitos sólidos que impidan una correcta transmisión del calor.
- Debe mantenerse un flujo continuo de agua en el economizador durante los arranques para evitar los choques térmicos en el colector de entrada. Asimismo, debe controlarse la presión en el economizador a bajas cargas para evitar la formación de vapor.
- Debe vigilarse que los indicadores de tensión de los soportes de las tuberías principales estén dentro del rango de valores admisibles.

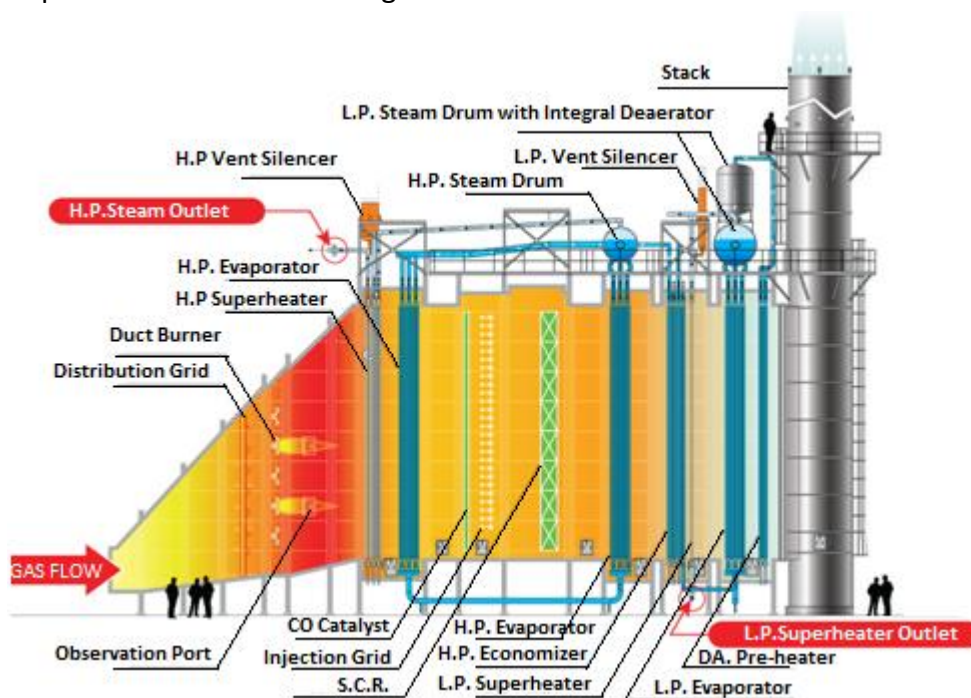


Figura 4.5 Caldera HRSG horizontal (20)

Por otro lado se encuentran las calderas verticales, que a diferencia de las anteriores, la trayectoria que sigue el flujo de gas al pasar por los diferentes módulos es vertical, y la disposición de los tubos del evaporador es horizontal.

Se suelen incluir bombas para forzar la circulación del agua, lo que tiene asociado unos costes adicionales debido a su mantenimiento. Sin embargo, la circulación forzada presenta numerosos aspectos positivos, como que con cargas bajas la velocidad del agua es más alta, la transferencia de calor es mayor y más predecible, la respuesta a los cambios de temperatura del gas es más rápida y la estructura metálica sobre la cual la que apoyan los calderines y de la que cuelgan los soportes de los haces horizontales de tubos es más ligera. Además la disposición de los tubos los hace más accesibles para inspecciones y mantenimiento.

También es posible la circulación natural. Para ello se eleva la posición de los calderines y se aprovecha la diferencia de densidad entre el agua que pasa por los tubos de entrada a los haces vaporizadores o downcomers (menor temperatura) y los tubos de salida de los haces también llamados risers (mayor temperatura y menor densidad).

El aislamiento de estas calderas suele ser interior, con protección de la capa aislante, o mixto, con recubrimiento interno de fibra cerámica en la parte superior donde los gases son más fríos.

Económicamente, tanto las calderas verticales como horizontales tienen precios similares, por lo que la elección de un tipo de configuración u otra depende de las circunstancias y objetivos que se quieran lograr en cada caso, escogiendo aquella cuyas ventajas se adecuen mejor al proyecto en cuestión.

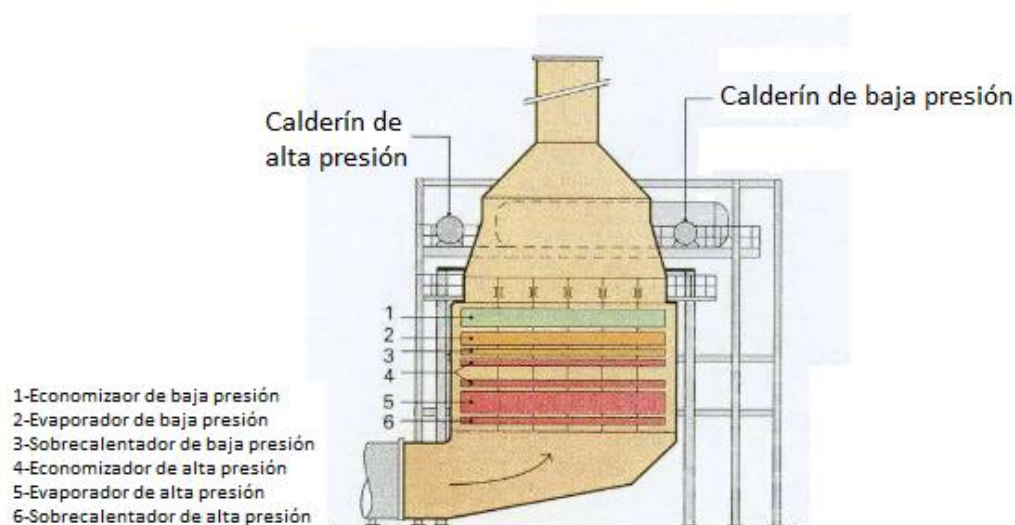


Figura 4.6 Caldera HRSG vertical (21)

5. Evolución tecnológica de las calderas HRSG

Hace 60 años, con las tecnologías disponibles en ese momento, la forma más viable de producir energía era mediante centrales que empleaban el ciclo Rankine, sin embargo, con la aparición en el mercado de las turbinas de gas, surgió la idea de aprovechar el calor sensible de los gases de escape de dichas turbinas y combinar ambos ciclos.

Fue en 1949 cuando se instaló la primera turbina de gas para la generación de potencia (Belle Isle Station of Oklahoma Gas and Electric Company) (22), de 3.5MW, cuyos gases de escape calentaban el agua de alimentación de una planta convencional de 35MW, dando lugar a la primera generación de plantas de ciclo combinado.

Esta primera generación se compone de plantas convencionales de vapor que han sido ligeramente modificadas para adaptar la turbina de gas, cuyos gases de escape sirven para precalentar el aire de combustión para la caldera del ciclo Rankine. La eficiencia de este ciclo combinado era aproximadamente un 5-6% superior que el de las centrales convencionales y estos sistemas podían utilizar tubos sin aletas en la caldera debido a la grandísima diferencia entre la temperatura de los gases de la combustión y el agua/vapor, aunque a partir de los años 60, con el desarrollo de aletas más eficientes, acabaron por imponiéndose debido a la mejora en la transferencia de calor que éstas suponían (4).

Durante los años 60, hubo importantes avances en el desarrollo de las turbinas de gas, se crearon turbinas de mayor tamaño y capaces de soportar temperaturas mayores (se pasó de los 705°C a principios de los 50, a 815°C a finales de la misma década) lo que suponía una temperatura mayor de los gases de escape, haciendo posible a finales de los años 60 la construcción de plantas de ciclo combinado con caldera recuperadora HRSG.

5.1. HRSG con un nivel de presión.

En 1957 se creó la primera caldera recuperadora HRSG, sin embargo, no fue hasta 1968 cuando tecnológicamente se consiguió que las turbinas de gas soportaran una temperatura lo suficientemente alta (1090°C) como para la generación de vapor (la temperatura de los gases de escape hasta la fecha era demasiado baja). Es entonces cuando nacen las centrales de ciclo combinado con caldera HRSG con un nivel de presión y sin recalentamiento.

A continuación se muestra el esquema básico de un ciclo combinado con HRSG con 1 nivel de presión y sin recalentamiento:

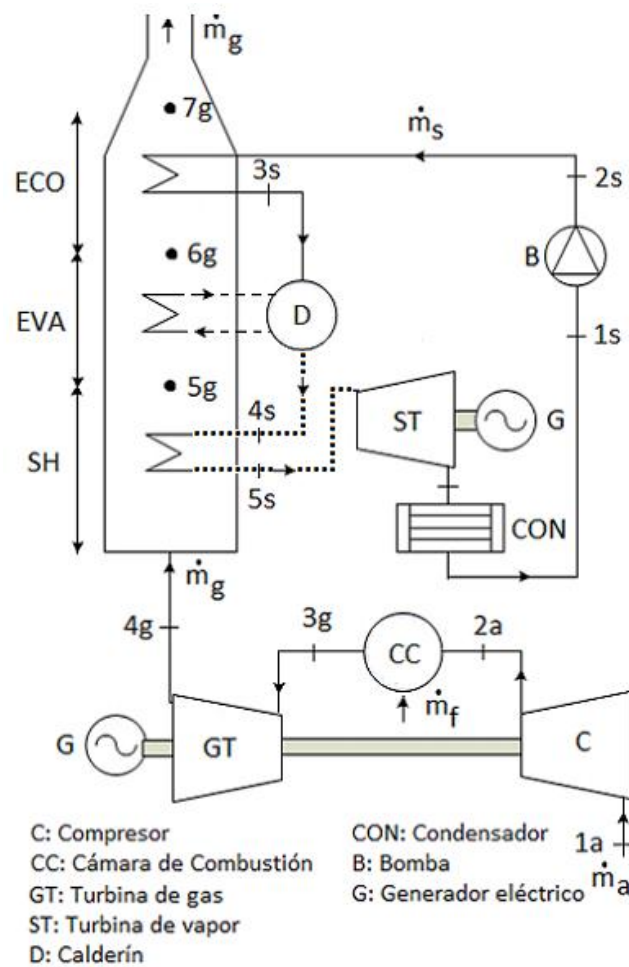


Figura 5.1 Esquema de un ciclo combinado con HRSG con 1 nivel de presión y sin recalentamiento

Un determinado caudal de aire atmosférico pasa por el compresor (1a), que eleva su presión a un cierto valor en función de la relación de compresión y entra en la cámara de combustión (2a) donde se quema el combustible, que aumenta la temperatura del aire hasta T_{3g} , que es la temperatura de entrada de la turbina de gas y la más exigida de todo el ciclo. Los gases atraviesan la turbina generándose trabajo y salen a una temperatura T_{4g} , que es la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas y a la cual dichos gases entran a la caldera HRSG. En la caldera recuperadora los gases de escape ceden calor al agua líquida procedente de la bomba de alimentación (2s) produciéndose de esta manera vapor. Este vapor entra a una temperatura T_{5s} a la turbina de vapor y se vuelve a generar trabajo. A continuación el vapor entra en el condensador (6s) y se transforma en agua líquida para después aumentar su presión gracias a una bomba (1s) con la que el agua entrará a la caldera HRSG cerrándose así el ciclo.

A Temperature-Entropy (T - s) diagram illustrating several thermodynamic processes. The vertical axis is Temperature (T) and the horizontal axis is Entropy (s). The processes are represented by lines connecting different states:

- Process 1a-2a:** A steep upward curve.
- Process 2a-3g:** An upward curve.
- Process 3g-4g:** A downward curve.
- Process 4g-5s:** A nearly vertical downward line.
- Process 5s-6s:** A nearly vertical downward line.
- Process 6s-1s:** A horizontal line along the bottom.
- Process 1s-2s:** A short horizontal line segment.
- Process 2s-3s:** A horizontal line segment.
- Process 3s-4s:** A curved line connecting state 3s to state 4s.
- Process 4s-5s:** A nearly vertical downward line.
- Process 7g-8g:** A line starting from below state 2a, passing through state 7g, and ending at state 8g (labeled as 4g).

En cuanto a la caldera HRSG, dado que solo existe un nivel de presión, podemos distinguir tres zonas. La primera es el sobrecalentador (SH), en la que los gases cuya temperatura es la correspondiente al punto 4g del esquema anterior, transfieren calor al vapor que entra a las condiciones propias del punto 4s y aumenta su temperatura hasta T_{5s} . En este proceso los gases al perder energía disminuyen su temperatura hasta T_{5g} .

53

Otros parámetros importantes son el Approach Point y el Pinch Point. El Approach Point es la diferencia entre la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas a la entrada de la caldera HRSG (T_{4g}) y la temperatura de entrada del vapor a la turbina en el ciclo Rankine (T_{5s}). Por otro lado el Pinch Point es la diferencia entre las temperaturas de los gases a la entrada del evaporador (T_{6g}) y la del agua de la misma zona (T_{3s}). En el caso del Approach Point conviene que sea lo más bajo posible para que T_{5s} sea lo más alta posible y así poder obtener la mayor cantidad de potencia. En cuanto al Pinch Point cuanto más bajo es su valor mayor será el caudal de vapor y potencia, sin embargo, será necesaria una mayor superficie con los consiguientes costes que eso implica. Por este motivo es necesario llegar a un compromiso entre las ventajas termodinámicas y el aspecto económico.

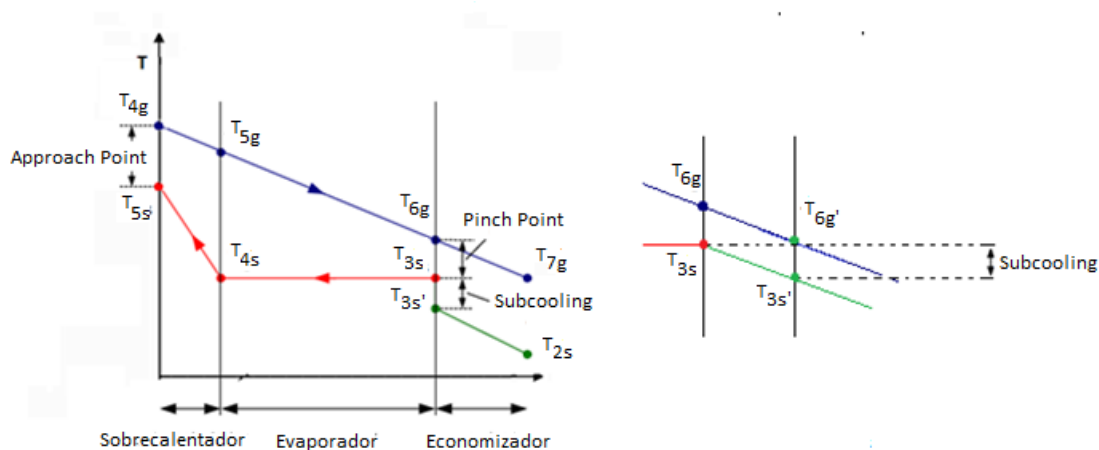


Figura 5.3 Approach Point, Pinch Point y Subcooling

5.1.1. Modelo matemático

A continuación se desarrolla un modelo matemático que resulta de aplicar la primera ley de la termodinámica a cada uno de los elementos que compone el ciclo y que tiene como objetivo encontrar los parámetros óptimos que maximizan el rendimiento global del ciclo combinado con un nivel de presión y sin recalentamiento. Para ello se realizan una serie de hipótesis y simplificaciones (23) (24) (25) y se eligen cuidadosamente cuáles son las variables que debemos obtener como solución.

Hipótesis:

- Los efectos de la energía potencial y cinética son despreciables.
- La caldera HRSG se encuentra perfectamente aislada de los alrededores.
- Las pérdidas de presión y de calor en la red de tubos son despreciables.

- La temperatura ambiente es de 15.15°C y la presión es 101.3kPa.
- El rendimiento isentrópico de la turbina de vapor es del 90%.
- La eficiencia de la turbina de gas es 88.5%.
- La eficiencia de la cámara de combustión es del 99%.
- La eficiencia del compresor se obtiene mediante la expresión:

$$\eta_{com} = \frac{(r_{com})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{(r_{com})^{\frac{\gamma-1}{\gamma \eta_{\infty c}}} - 1}$$

Donde $\eta_{\infty c} = 91\%$

- Las pérdidas de presión del aire en la cámara de combustión es del 3%.
- El combustible es metano, con un poder calorífico inferior de 50.016MJ/kg.
- Sale agua líquida saturada del condensador.
- El agua líquida/vapor que sale del calderín está en condiciones de saturación.
- La presión del condensador corresponde a una temperatura 10°C superior a la temperatura ambiente.
- Modelo de la turbina de gas G.E. 7191F (26) $\rightarrow TIT = 1260^\circ\text{C}$, $\dot{m}_g = 426.37\text{kg/s}$
- El aire atmosférico y los gases de la combustión son considerados gases ideales con las siguientes propiedades:

$$Cp_a = Cp_g = 1.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \quad \gamma_a = \gamma_g = 1.3$$

- Se toma un valor de Pinch Point de 20°C.
- Se toma un valor de Subcooling de 5°C.

Compresor de aire

$$T_{1a} = T_{atm}$$

$$P_{1a} = P_{atm}$$

$$T_{2a} = T_{1a} \left[1 + \frac{1}{\eta_{com}} \left(r_{com}^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1 \right) \right]$$

$$P_{2a} = P_{1a} \cdot r_{com}$$

$$\dot{W}_{com} = \dot{m}_a Cp_a (T_{2a} - T_{1a})$$

Cámara de combustión

$$P_{3g} = P_{2a} \cdot 0.97$$

$$T_{3g} = TIT$$

Balance en la cámara de combustión:

$$\dot{m}_g C p_g T_{3g} - \dot{m}_a C p_a T_{2a} = \dot{m}_f \cdot LHV \cdot \eta_{cc}$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f$$

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_g (C p_g T_{3g} - C p_a T_{2a})}{LHV \cdot \eta_{cc} - C p_a T_{2a}}$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_f \cdot LHV \cdot \eta_{cc}$$

Turbina de Gas

$$P_{4g} = P_{atm}$$

$$T_{4g} = T_{3g} \left\{ 1 - \eta_{GT} \left[1 - \left(\frac{P_{3g}}{P_{4g}} \right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} \right] \right\}$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g C p_g (T_{3g} - T_{4g})$$

Condensador

$$T_{1s} = T_{atm} + 10^\circ\text{C}$$

$$P_{1s} = P_{sat}(T_{1s})$$

$$P_{6s} = P_{1s}$$

$$h_{1s} = h_{liqsat}(T_{1s})$$

Bomba

$$T_{2s} \cong T_{1s}$$

$$P_{2s} = P_{4s}$$

$$h_{2s} = h(P_{2s}, T_{2s})$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_s (h_{2s} - h_{1s}) / \eta_p$$

Turbina de vapor

$$\begin{aligned}
 P_{5s} &= P_{4s} \\
 h_{5s} &= h(P_{5s}, T_{5s}) \\
 s_{5s} &= s(P_{5s}, T_{5s}) = s_{6si} \\
 h_{6si} &= h(P_{6s}, s_{6si}) \\
 h_{6s} &= h_{5s} - \eta_{ST}(h_{5s} - h_{6si}) \\
 \dot{W}_{ST} &= \dot{m}_s(h_{5s} - h_{6s})
 \end{aligned}$$

Masa del vapor

$$\begin{aligned}
 P_{3s} &= P_{4s} \\
 T_{3s} &= T_{sat}(P_{3s}) \\
 h_{3s} &= h_{liqsat}(T_{3s})
 \end{aligned}$$

Balance en el Pinch Point:

$$\dot{m}_s(h_{5s} - h_{3s}) = \dot{m}_g C p_g (T_{4g} - T_{6g})$$

$$T_{6g} = T_{3s} + PP$$

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{m}_g C p_g (T_{4g} - T_{3s} - PP)}{h_{5s} - h_{3s}}$$

Ecuación 1

Caldera recuperadora

Sobrecalentador:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{4g} - T_{5g}) = \dot{m}_s (h_{5s} - h_{4s})$$

$$T_{4s} = T_{sat}(P_{3s})$$

$$h_{4s} = h_{vapsat}(T_{4s})$$

$$T_{5g} = T_{4g} - \dot{m}_s \frac{(h_{5s} - h_{4s})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Evaporador:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{5g} - T_{6g'}) = \dot{m}_s (h_{4s} - h_{3s'})$$

$$T_{3s'} = T_{3s} - SC$$

$$h_{3s'} = h(P_{3s}, T_{3s'})$$

$$T_{6g'} = T_{5g} - \dot{m}_s \frac{(h_{4s} - h_{3s'})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Economizador:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{6g'} - T_{7g}) = \dot{m}_s (h_{3s'} - h_{2s})$$

$$T_{7g} = T_{6g'} - \dot{m}_s \frac{(h_{3s'} - h_{2s})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Rendimiento del ciclo:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{GT} + \dot{W}_{ST} - \dot{W}_{com} - \dot{W}_p}{Q_{in}}$$

5.1.2. Variables

Las variables que se deben optimizar son la relación de compresión r_{com} , la presión máxima del vapor P_{4s} , y la temperatura que alcanza el vapor en la entrada a la turbina de vapor T_{5s} .

- La relación de compresión r_{com} se elige como variable porque influye en la temperatura de salida de la turbina de gas, y por lo tanto en la eficiencia del ciclo Brayton, en la cantidad de calor que los gases de escape pueden transferir al agua/vapor y por consiguiente en el rendimiento global del ciclo.
- P_{4s} afecta a la cantidad de potencia que puede desarrollar la turbina de vapor y por tanto tiene influencia en el rendimiento del ciclo.
- T_{5s} es la temperatura máxima que alcanza el vapor, por este motivo esta variable tiene una gran relevancia en la potencia que puede proporcionar la turbina de vapor y por tanto repercute en la eficiencia total del ciclo.

5.1.3. Restricciones para la optimización

Existen una serie de restricciones que limitan alguno de los parámetros del ciclo y que deben ser tenidas en cuenta:

- La temperatura máxima del vapor a debe ser menor que 584°C , debido a que ésta es la mayor temperatura que pueden soportar los materiales de la turbina de vapor.
- La presión del vapor debe ser menor que 165 bar en la caldera recuperadora. A lo largo de los años el valor máximo de la presión ha ido aumentando, e incluso hoy en día existen centrales con valores superiores a 220 bar (presión crítica), sin embargo, para este modelo se ha decidido imponer $P_{4s} \leq 165 \text{ bar}$ para estudiar el caso de una central subcrítica.
- El título de vapor a la salida de la turbina debe ser superior a 0.88 para evitar que se condensen pequeñas gotas que causarían la erosión de los álabes de la turbina.
- La diferencia entre la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas a la entrada de la caldera HRSG, T_{4g} , y la temperatura de entrada del vapor a la turbina en el ciclo Rankine, T_{5s} , también conocido como Approach Point, debe ser mayor que 25°C para evitar la necesidad de superficies demasiado extensas en la caldera que tendrían asociadas inversiones económicas demasiado elevadas.
- La temperatura a la que salen los gases de la caldera HRSG tiene que ser superior a 70°C para evitar la formación de ácidos y así eludir problemas de corrosión de los materiales.
- La relación de compresión máxima es de $r_{com} \leq 30$. Existe una limitación en la presión a la que se puede comprimir el aire que a lo largo de los años se ha ido mejorando. Aunque hoy en día existen compresores con una relación de compresión más alta, se ha decidido fijar para este caso una $r_{com} \leq 30$.

Finalmente el problema de optimización queda definido como:

Maximizar $\eta_{ciclo}(r_{com}, P_{4s}, T_{5s})$

Sujeto a las siguientes restricciones:

$$T_{5s} \leq 584^{\circ}\text{C}$$

$$P_{4s} \leq 165 \text{ bar}$$

$$X_{sto} \geq 0.88$$

$$AP = T_{4g} - T_{5s} \geq 25^{\circ}\text{C}$$

$$T_{7g} \geq 70^{\circ}\text{C}$$

$$r_{com} \leq 30$$

Para la optimización del ciclo, se ha utilizado el software informático MATLAB R2013b, que es una potente herramienta capaz de resolver sistemas de ecuaciones no lineales y optimizar la función objetivo. Para evaluar las propiedades del agua en cada punto del ciclo se ha empleado el código X Steam del entorno de MATLAB (27) que permite conocer las propiedades del agua/vapor para presiones comprendidas entre 0 y 1000 bar y temperaturas de entre 0 y 2000°C empleando la formulación establecida por la IAPWS (International Association for the Properties of Water and Steam).

Señalar también que se han empleado tres métodos distintos para la optimización: el método de búsqueda global (global search), el método de búsqueda directa (Pattern Search) y el algoritmo genético. El método de búsqueda global (28) (29) implementado en MATLAB, utiliza la función “fmincon” (30), que busca el mínimo relativo de cualquier función utilizando la información proporcionada por los gradientes, pero se vale de una gran cantidad de puntos iniciales diferentes para llegar al mínimo global. El método de búsqueda directa examina conjuntos de puntos (malla) alrededor del punto inicial, buscando donde el valor de la función objetivo es menor. Existen diversos patrones para crear dichos conjuntos de puntos, de los cuales se puede obtener información detallada en (31). Por último, el algoritmo genético (32) es un método que sirve para resolver problemas de optimización inspirado en la selección natural que conduce a la evolución de las especies. Este algoritmo crea “poblaciones” de puntos, de las cuales algunos son seleccionados como “padres”, que son los precursores de nuevas poblaciones. Las poblaciones sucesivas conducen a la solución óptima.

5.1.4. Resultados

Así pues, las variables que optimizan el rendimiento del ciclo con las restricciones impuestas anteriormente toman los siguientes valores:

$$r_{com} = 17.3417$$

$$P_{4s} = 67.6361 \text{ bar}$$

$$T_{5s} = 584^{\circ}\text{C}$$

$$\eta_{ciclo} = 55.2878\%$$

El diagrama T-s del ciclo del vapor presenta la siguiente forma:

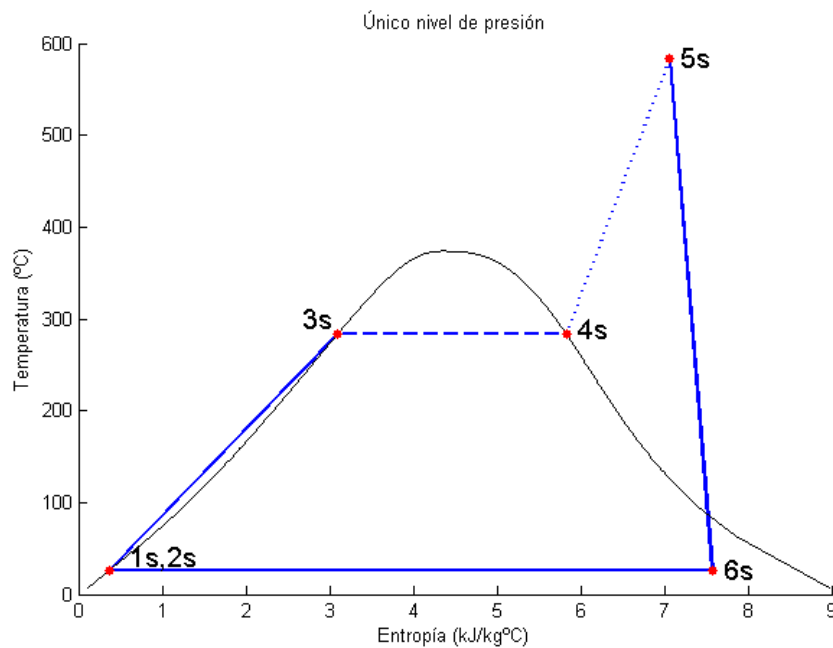


Figura 5.4 Diagrama T-s del ciclo optimizado con HRSG con un nivel de presión

Las temperaturas del agua y de los gases de escape siguen la siguiente evolución en la caldera HRSG:

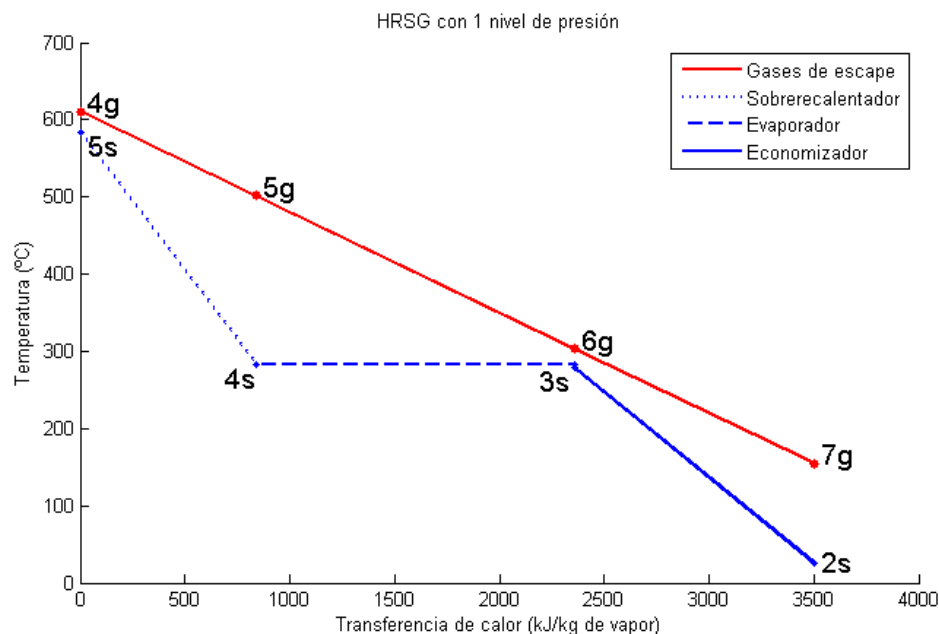


Figura 5.5 Temperatura frente al calor transferido en la caldera HRSG con 1 nivel de presión optimizada

En el diagrama T-s se puede observar que el vapor alcanza una temperatura de 584°C, que es el valor máximo que pueden soportar los materiales de la turbina de vapor. Cuanto más alta sea T_{5s} mayor será la potencia suministrada por la turbina de vapor, por lo que resulta lógico que el ciclo optimizado presente dicho valor de la temperatura.

En cuanto a la presión a la que está sometida el agua en la caldera, se comprueba que P_{4s} es mucho menor que 165 bar, que era la restricción impuesta para esta variable. Esto es debido a que a pesar de que resulta más beneficioso trabajar a mayor presión para emplear menos energía en cambiar de fase de líquido a vapor, si P_{4s} fuera mayor, tras sobrecalentar y luego expandir en la turbina se obtendría un título de vapor menor a 0.88, por lo que se formarían gotas en la turbina de vapor que provocarían graves daños en los álabes.

Este hecho limita mucho el ciclo simple, lo que se traduce en un rendimiento global más bajo del que podría presentar un ciclo más complejo.

Respecto a la relación de compresión, cuanto más alta sea la relación de presiones en el ciclo Brayton, mayor será su rendimiento, sin embargo, la solución obtenida no presenta una r_{com} de 30, que era el valor máximo, sino que tiene un valor de 17.34. Esto es así porque tal y como se muestra a continuación, una r_{com} mayor disminuye la temperatura de salida de la turbina de gas, por lo que se dispone de menos calor para suministrar al agua en la caldera HRSG y por tanto el vapor se sobrecalienta hasta una temperatura más baja, que repercute negativamente en la potencia suministrada por la turbina de vapor.

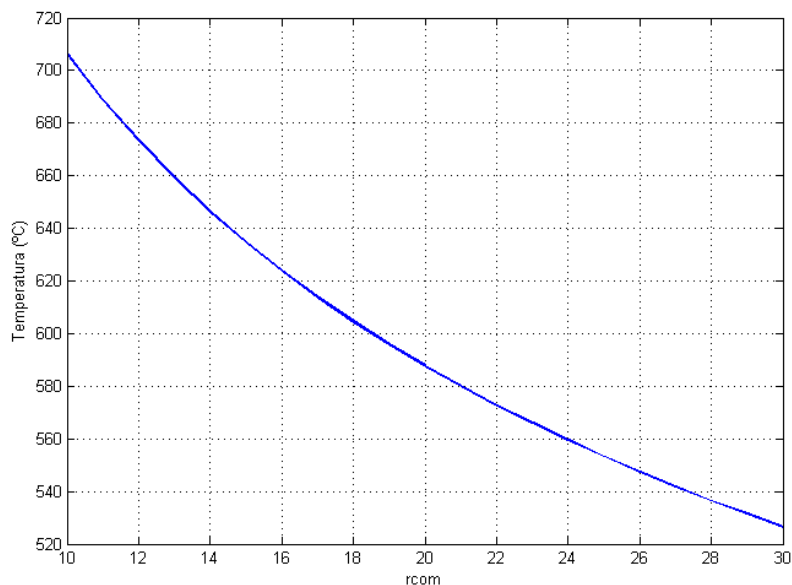


Figura 5.6 Temperatura de entrada de los gases a la caldera HRSG frente a la relación de compresión

Por otro lado, llama también la atención en la *Figura 5.5*, que el valor de la temperatura a la que se expulsan los gases por la chimenea es de 154.7046°C, mucho mayor que la temperatura mínima a la que los gases se podrían liberar a la atmósfera. Esto indica que existe energía que se podría aprovechar de los gases de la turbina de gas que no se ha transferido al ciclo del vapor. Cabría suponer que se podría obtener mayor calor útil de los gases si se aumentase la cantidad de agua que circula por la caldera, sin embargo, el caudal de agua/vapor, m_s , queda definido al fijar el caudal de los gases y el Pinch Point. Tal y como se puede apreciar en la Ecuación 1, cuanto menor es el PP, mayor será la cantidad de agua que circula por los tubos de la caldera, por lo que si el PP hubiese sido menor que el establecido en este caso (20°C), se podría transferir más calor de los gases al agua. La siguiente gráfica muestra la influencia del PP sobre el rendimiento global para los valores de r_{com} , P_{4s} y T_{5s} obtenidos en la optimización:

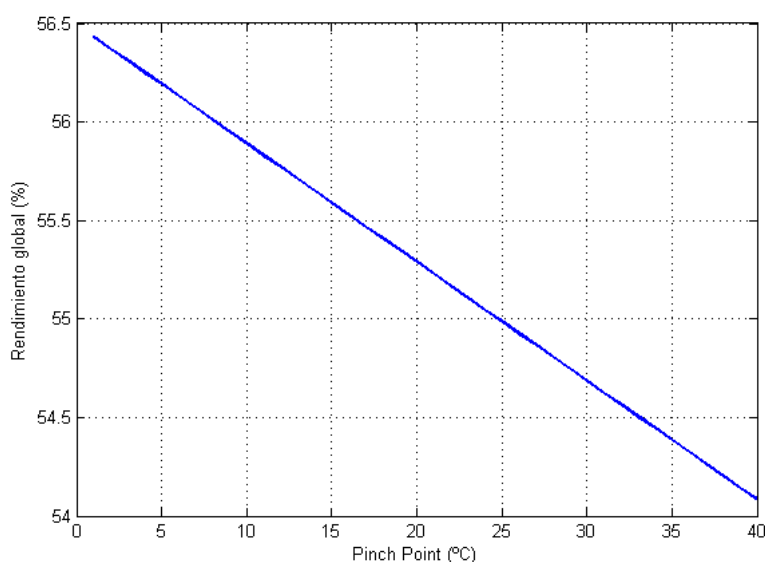


Figura 5.7 Rendimiento global frente al Pinch Point

Queda comprobado que Pinch Points más bajos dan lugar a valores del rendimiento superiores, sin embargo si atendemos a la expresión:

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{ml}$$

donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, F es un coeficiente de corrección menor o igual que 1 (es 1 en el evaporador donde tiene lugar el cambio de fase) y ΔT_{ml} es la diferencia logarítmica media de temperaturas que se calcula como:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Para la misma transferencia de calor Q , una disminución del PP reduce ΔT_{ml} , por lo que el área necesaria se incrementará y tendrá asociado costes mayores. En el caso límite en el que el PP fuera 0, el área necesaria sería infinita. La siguiente gráfica muestra como varía el área cuando se modifica el PP, tomando como referencia un Pinch Point de 20°C :

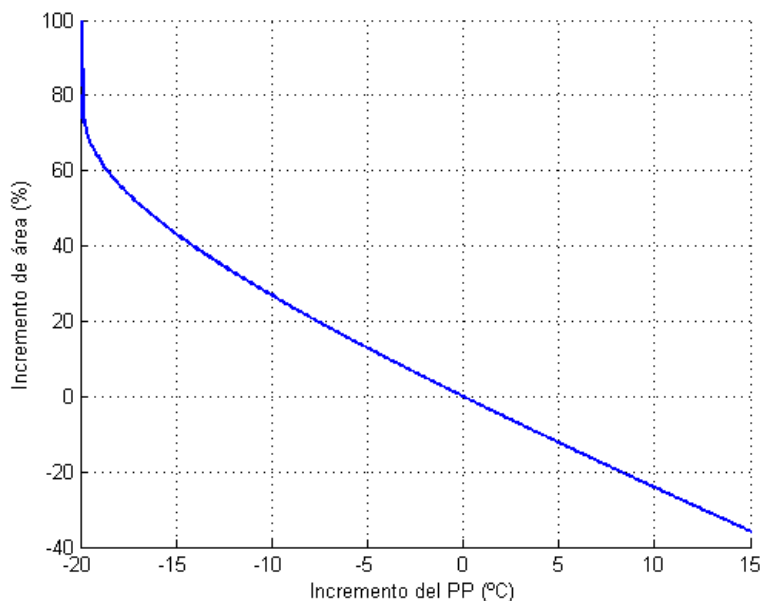


Figura 5.8 Incremento del área de la HRSG frente al incremento del Pinch Point

En cuanto al valor del Approach Point (26.5791°C), se observa que se aproxima a la limitación impuesta de 25°C, ya que cuanto menor sea éste, mayor será la temperatura del vapor a la entrada de la turbina y por tanto se obtendrá mayor potencia. La diferencia entre la temperatura de entrada de los gases y la de entrada del vapor en el sobrecalentador (superheater) tiene que ser la suficiente para que el área necesaria para la transferencia de calor no sea excesivamente extensa, por este motivo, queda justificada la restricción aplicada al AP.

Por último es necesario mencionar que el rendimiento global obtenido es del 55.28%, cifra bastante alta teniendo en cuenta que los primeros ciclos combinados con HRSG presentaban rendimientos 5% superiores a la de las centrales térmicas convencionales tal y como se comentó anteriormente. Se obtiene este valor porque para este ciclo se ha elegido una turbina más moderna, capaz de soportar temperaturas más altas y por tanto proporcionar más potencia y cuyos gases de escape alcanzan temperaturas superiores, lo que permite también alcanzar temperaturas más altas en la turbina de vapor.

5.2. HRSG con dos niveles de presión y recalentamiento.

Durante los años 70 y 80, la tecnología de los ciclos combinados fue madurando y continuó el desarrollo de las turbinas de gas, que siguieron aumentando significativamente su capacidad (50-90MW), tamaño y resistencia a temperaturas mayores, dando lugar a la segunda generación de ciclos combinados.

También durante esta época se puso en marcha una legislativa que ponía restricciones en las emisiones de NOx, por lo que se idearon sistemas para bajar dichas emisiones. Los primeros consistieron en la inyección de vapor en la turbina de gas, que conseguían reducir la cantidad de óxidos de nitrógeno a 75 ppm, sin embargo con la puesta en marcha de medidas más restrictivas, se implantaron los módulos SCR (Selective Catalyst Reduction) en las calderas HRSG.

Otro gran avance fue la aparición de calderas recuperadoras con dos niveles de presión, que permitieron un mayor aprovechamiento de la energía de los gases y por lo tanto un incremento en la eficiencia global del ciclo combinado.

El siguiente esquema, representa los distintos elementos que componen un ciclo combinado con una caldera HRSG con dos niveles de presión y con recalentamiento:

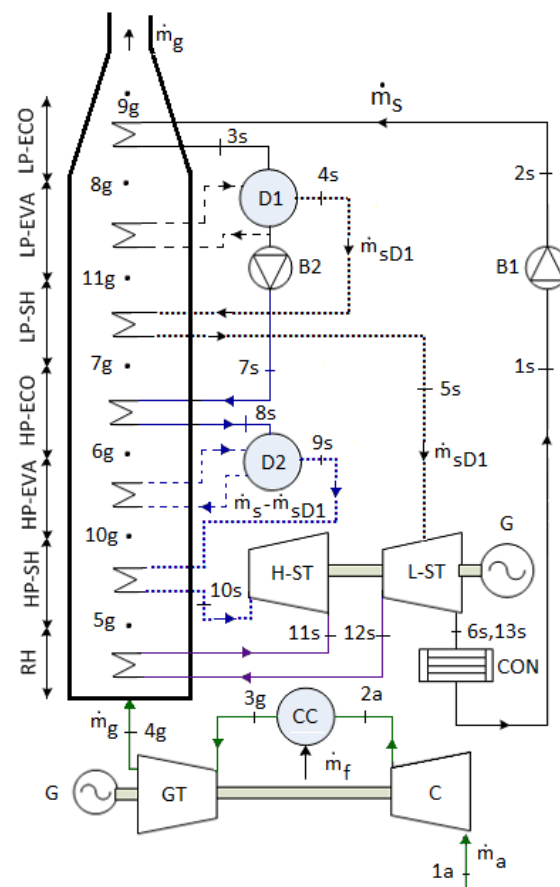


Figura 5.9 Esquema de un ciclo combinado con HRSG con 2 niveles de presión y con recalentamiento

El aire en condiciones ambientales (1a) se comprime (2a), se eleva su temperatura en la cámara de combustión (3g) y se expande en la turbina de gas produciéndose trabajo útil que posteriormente es transformado mediante el generador en energía eléctrica. Los gases de escape entran a la caldera HRSG a una temperatura T_{4g} y transfieren calor al agua líquida/vapor de cada una de las secciones que componen la caldera recuperadora, y salen por la chimenea a una temperatura T_{9g} .

El agua líquida procedente del condensador (1s), pasa por una bomba donde se eleva su presión (2s) y entra al economizador de baja presión de la caldera, donde se calienta hasta T_{3s} . A continuación entra agua líquida en condiciones de saturación al primer calderín (D1) que es el encargado de separar el agua en estado líquido del vapor de la mezcla que proviene del evaporador, donde tiene lugar el cambio de fase del agua. Seguidamente parte del vapor es dirigido hacia el sobrecalentador de baja presión (4s) donde se eleva su temperatura hasta T_{5s} , temperatura de entrada de la turbina de baja. Por otro lado, un cierto caudal de agua, tras elevar su presión mediante otra bomba (7s), atraviesa el economizador de alta presión y llega en condiciones de líquido saturado (8s) al segundo calderín (D2). De nuevo, el calderín separa el agua líquida del vapor procedente del evaporador de alta presión (9s) y este vapor es dirigido hacia el sobrecalentador de alta donde alcanza una temperatura T_{10s} . Posteriormente el vapor se expande en la turbina de alta hasta una presión más baja (11s) dependiendo del valor de α elegido, produciendo potencia, y aumenta su temperatura en el recalentador hasta T_{12s} . Finalmente en la turbina de baja presión se expande el vapor de 5s y 12s hasta los puntos 6s y 13s, que resultan idénticos, produciendo potencia útil que será transformada en energía eléctrica mediante otro generador.

A continuación se muestra el diagrama T-s de la parte del ciclo de vapor de un ciclo combinado sin optimizar, cuya caldera recuperadora posee dos niveles distintos de presión:

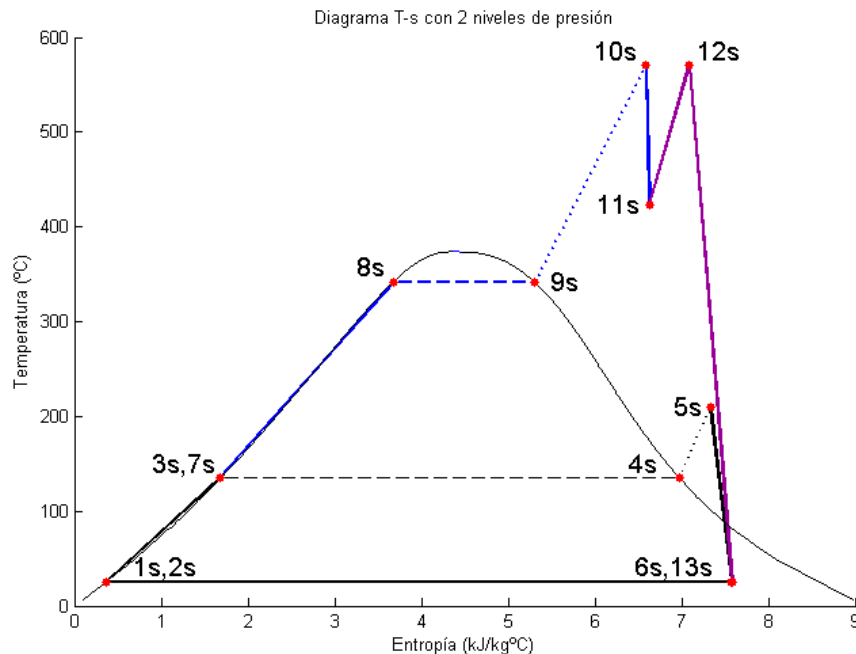


Figura 5.10 Diagrama T-s de un ciclo con caldera HRSG con 2 niveles de presión y recalentamiento

La caldera recuperadora en este caso es más compleja y consta de más partes que una caldera que trabaja a una presión determinada. Tal y como se puede apreciar en la Figura 5.11, la HRSG, dispone de un recalentador, dos economizadores, dos evaporadores y dos sobrecalentadores.

El recalentador es una de las partes más exigidas junto con el sobrecalentador de alta presión porque se alcanzan las temperaturas más altas. En esta zona los gases de escape de la turbina de gas entran a una temperatura T_{4g} y ceden calor al vapor procedente de la turbina de vapor de alta, que elevan su temperatura de T_{11s} a T_{12s} . Los gases procedentes del recalentador entran a una temperatura T_{5g} en el sobrecalentador, que es lo suficientemente alta como para incrementar la temperatura del vapor de T_{9s} a T_{10s} . Seguidamente en el evaporador de alta presión los gases entran con T_{10g} y salen con T_{6g} mientras que el agua cambia de fase de líquido a vapor. A continuación los gases entran en el economizador de alta presión y ceden calor al agua líquida que entra a una temperatura T_{7s} y sale a T_{8s} . Los elementos restantes de la caldera corresponden a una presión menor y tanto los gases como el agua alcanzan temperaturas más bajas. En el sobrecalentador de baja presión el vapor procedente del evaporador de baja a T_{4s} eleva su temperatura hasta T_{5s} , mientras que los gases ceden parte de su energía disminuyendo su temperatura de T_{7g} a T_{11g} . En el evaporador de baja tiene lugar el cambio de fase del agua a una temperatura mucho menor que en el evaporador de alta debido a la presión a la que se realiza. Por último,

en el economizador de baja presión, se calienta el agua procedente del condensador a T_{2s} hasta T_{3s} y los gases de escape salen por la chimenea a una temperatura T_{9g} .

Recordar que tal y como se explicó en la caldera recuperadora con un único nivel de presión, la temperatura de entrada del agua al evaporador de alta presión y al evaporador de baja presión son en realidad $T_{8s'}$ y $T_{3s'}$ respectivamente, que son ligeramente inferiores a T_{8s} y T_{3s} . Esta diferencia es conocida como subcooling. No se debe olvidar también que a diferencia de lo que ocurría en la HRSG con un nivel de presión, en este caso hay distintos caudales de agua circulando por cada zona, los cuales se muestran en la *Figura 5.9*. Otra diferencia notable es que existe más de un Pinch Point, en este caso 5 distintos, que se definirán más adelante para la optimización del ciclo.

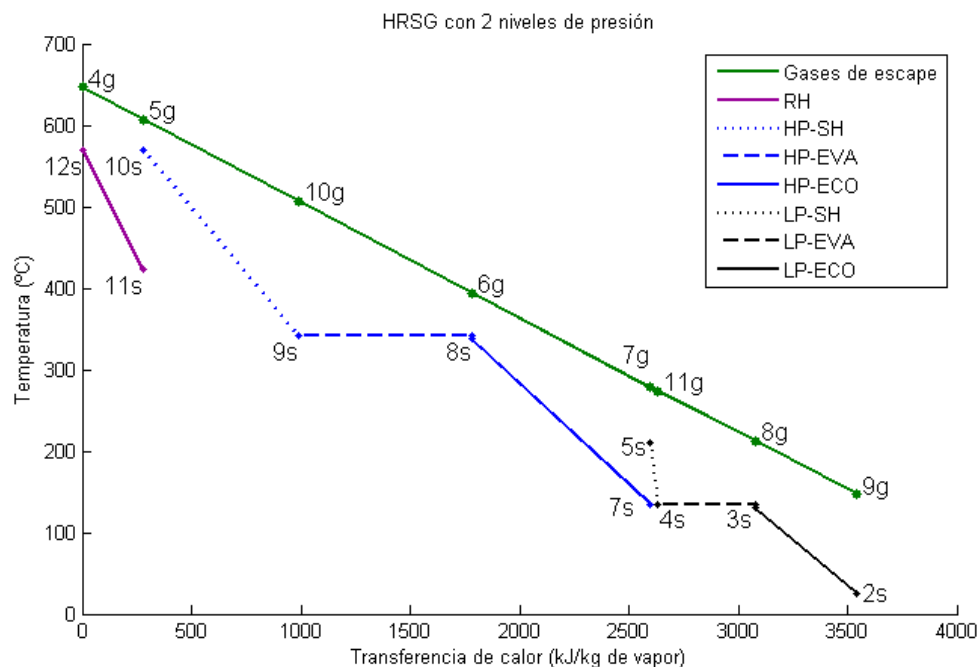


Figura 5.11 Temperatura frente al calor transferido en la caldera HRSG con 2 niveles de presión

5.2.1. Modelo matemático

Hipótesis:

- Los efectos de la energía potencial y cinética son despreciables.
- La caldera HRSG se encuentra perfectamente aislada de los alrededores.
- Las pérdidas de presión y de calor en la red de tubos son despreciables.
- La temperatura ambiente es de 15.15°C y la presión es 101.3kPa .
- El rendimiento isentrópico de la turbina de vapor es del 90%.
- La eficiencia de la turbina de gas es 88.5%.
- La eficiencia de la cámara de combustión es del 99%.

- La eficiencia del compresor se obtiene mediante la expresión

$$\eta_{com} = \frac{(r_{com})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{(r_{com})^{\frac{\gamma-1}{\gamma \eta_{\infty c}}} - 1}$$

Donde $\eta_{\infty c} = 91\%$

- Las pérdidas de presión del aire en la cámara de combustión es del 3%.
- El combustible es metano, con un poder calorífico inferior de 50.016MJ/kg.
- Sale agua líquida saturada del condensador.
- El agua líquida/vapor que sale del calderín está en condiciones de saturación.
- La presión del condensador corresponde a una temperatura 10°C superior a la temperatura ambiente.
- Modelo de la turbina de gas G.E. 7191F (26) $\rightarrow TIT = 1260^\circ\text{C}$, $m_g = 426.37\text{kg/s}$
- El aire atmosférico y los gases de la combustión son considerados gases ideales con las siguientes propiedades:

$$Cp_a = Cp_g = 1.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \quad \gamma_a = \gamma_g = 1.3$$

- Se toma un valor de Subcooling de 5°C.

Compresor de aire

$$T_{1a} = T_{atm}$$

$$P_{1a} = P_{atm}$$

$$T_{2a} = T_{1a} \left[1 + \frac{1}{\eta_{com}} \left(r_{com}^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1 \right) \right]$$

$$P_{2a} = P_{1a} \cdot r_{com}$$

$$\dot{W}_{com} = \dot{m}_a Cp_a (T_{2a} - T_{1a})$$

Cámara de combustión

$$P_{3g} = P_{2a} \cdot 0.97$$

$$T_{3g} = TIT$$

Balance en la cámara de combustión:

$$\dot{m}_g Cp_g T_{3g} - \dot{m}_a Cp_a T_{2a} = \dot{m}_f \cdot LHV \cdot \eta_{cc}$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f$$

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_g (Cp_g T_{3g} - Cp_a T_{2a})}{LHV \cdot \eta_{cc} - Cp_a T_{2a}}$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_f \cdot LHV \cdot \eta_{cc}$$

Turbina de Gas

$$P_{4g} = P_{atm}$$

$$T_{4g} = T_{3g} \left\{ 1 - \eta_{GT} \left[1 - \left(\frac{P_{3g}}{P_{4g}} \right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} \right] \right\}$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g Cp_g (T_{3g} - T_{4g})$$

Condensador

$$T_{1s} = T_{atm} + 10^\circ\text{C}$$

$$P_{1s} = P_{sat}(T_{1s})$$

$$P_{6s} = P_{1s}$$

$$h_{1s} = h_{liqsat}(T_{1s})$$

Bomba 1

$$T_{2s} \cong T_{1s}$$

$$P_{4s} = P_{sat}(T_{4s}) = P_{2s}$$

$$h_{2s} = h(P_{2s}, T_{2s})$$

$$\dot{W}_{p1} = \dot{m}_s (h_{2s} - h_{1s}) / \eta_p$$

Bomba 2

$$T_{4s} = T_{3s} \cong T_{7s}$$

$$P_{3s} = P_{4s}$$

$$P_{7s} = P_{10s}$$

$$h_{7s} = h(P_{7s}, T_{7s})$$

$$h_{3s} = h_{liqsat}(T_{3s})$$

$$\dot{W}_{p2} = (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD})(h_{7s} - h_{3s})/\eta_p$$

Turbina de vapor de alta presión

$$P_{11s} = \alpha \cdot P_{10s}$$

$$h_{10s} = h(P_{10s}, T_{10s})$$

$$s_{10s} = s(P_{10s}, T_{10s}) = s_{11si}$$

$$h_{11si} = h(P_{11s}, s_{11si})$$

$$h_{11s} = h_{10s} - \eta_{ST}(h_{10s} - h_{11si})$$

$$\dot{W}_{HST} = (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD})(h_{10s} - h_{11s})$$

Turbina de vapor de baja presión

$$P_{5s} = P_{4s}$$

$$h_{5s} = h(P_{5s}, T_{5s})$$

$$s_{5s} = s(P_{5s}, T_{5s}) = s_{6si}$$

$$h_{6si} = h(P_{6s}, s_{6si})$$

$$h_{6s} = h_{5s} - \eta_{ST}(h_{5s} - h_{6si})$$

$$P_{12s} = P_{11s}$$

$$h_{12s} = h(P_{12s}, T_{12s})$$

$$s_{12s} = s(P_{12s}, T_{12s}) = s_{13si}$$

$$P_{13s} = P_{1s}$$

$$h_{13si} = h(P_{13s}, s_{13si})$$

$$h_{13s} = h_{12s} - \eta_{ST}(h_{12s} - h_{13si})$$

$$\dot{W}_{LST} = \dot{m}_{sD}(h_{5s} - h_{6s}) + (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD})(h_{12s} - h_{13s})$$

Caldera recuperadora

Recalentador:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{4g} - T_{5g}) = (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD})(h_{12s} - h_{11s})$$

$$T_{5g} = T_{4g} - (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD}) \frac{(h_{12s} - h_{11s})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Sobrecalentador de alta presión:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{5g} - T_{10g}) = (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD})(h_{10s} - h_{9s})$$

$$P_{9s} = P_{10s}$$

$$T_{9s} = T_{sat}(P_{9s})$$

$$h_{9s} = h_{vapsat}(T_{9s})$$

$$T_{10g} = T_{5g} - (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD}) \frac{(h_{10s} - h_{9s})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Evaporador de alta presión:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{10g} - T_{6g'}) = (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD})(h_{9s} - h_{8s'})$$

$$P_{8s} = P_{10s}$$

$$T_{8s} = T_{sat}(P_{8s})$$

$$T_{8s'} = T_{8s} - SC$$

$$h_{8s'} = h(P_{8s}, T_{8s'})$$

$$T_{6g'} = T_{10g} - (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD}) \frac{(h_{9s} - h_{8s'})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Economizador de alta presión:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{6g'} - T_{7g}) = (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD})(h_{8s'} - h_{7s})$$

$$P_{7s} = P_{10s}$$

$$T_{3s} = T_{sat}(P_{4s})$$

$$T_{7s} = T_{3s}$$

$$h_{7s} = h(P_{7s}, T_{7s})$$

$$T_{7g} = T_{6g'} - (\dot{m}_s - \dot{m}_{SD}) \frac{(h_{8s'} - h_{7s})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Sobrecalentador de baja presión:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{7g} - T_{11g}) = \dot{m}_{SD} (h_{5s} - h_{4s})$$

$$h_{4s} = h_{vapsat}(T_{4s})$$

$$T_{11g} = T_{7g} - \dot{m}_{SD} \frac{(h_{5s} - h_{4s})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Evaporador de baja presión:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{11g} - T_{8g'}) = \dot{m}_{SD} (h_{4s} - h_{3s'})$$

$$T_{3s'} = T_{3s} - SC$$

$$h_{3s'} = h(P_{4s}, T_{3s'})$$

$$T_{8g'} = T_{11g} - \dot{m}_{SD} \frac{(h_{4s} - h_{3s'})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Economizador de baja presión:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{8g'} - T_{9g}) = \dot{m}_s (h_{3s'} - h_{2s})$$

$$T_{9g} = T_{8g'} - \dot{m}_s \frac{(h_{3s'} - h_{2s})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Rendimiento del ciclo:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{GT} + \dot{W}_{HST} + \dot{W}_{LST} - \dot{W}_{com} - \dot{W}_{p1} - \dot{W}_{p2}}{\dot{Q}_{in}}$$

5.2.2. Variables

Las variables seleccionadas para su optimización son P_{10s} , T_{10s} , T_{12s} , T_{4s} , T_{5s} , α , r_{com} , m_{sD} y λ .

- Variar las condiciones de entrada de la turbina de vapor de alta presión, P_{10s} y T_{10s} , y las de la turbina de baja presión, T_{12s} , repercute en la potencia entregada, en la capacidad de la caldera HRSG y por lo tanto en la eficiencia del ciclo, por lo que P_{10s} , T_{10s} , T_{12s} son tomadas como variables.
- El valor de la temperatura de evaporación en el calderín 1 (D_1) T_{4s} , afecta al pinch point PP_4 , a la capacidad de la caldera recuperadora y finalmente en el rendimiento del ciclo, por lo que T_{4s} se elige como variable para la optimización.
- Modificar el caudal de agua/vapor que se desvía hacia la turbina de baja m_{sD} o la temperatura que este caudal alcanza T_{5s} , influye en el pinch point PP_3 , la capacidad de la caldera y la energía que se es capaz de extraer de los gases de escape, por lo que T_{5s} y m_{sD} son escogidas como variables.
- La relación de compresión en el recalentamiento $\alpha = \frac{P_{11s}}{P_{10s}}$, tiene influencia sobre la presión a la que se realiza el recalentamiento, la entalpía del vapor a la salida de la turbina de alta presión, la potencia suministrada por dicha turbina y finalmente sobre el rendimiento del ciclo, así que α es tomada en cuenta para la optimización.
- El valor de la relación de compresión r_{com} del compresor de aire, tiene efecto sobre la temperatura de salida de los gases de escape de la turbina de gas, la eficiencia del ciclo Brayton, la capacidad de la caldera recuperadora y por tanto en el rendimiento global del ciclo, por lo que r_{com} es considerada como objeto de estudio.
- La relación de caudales de gas/vapor $\lambda = \frac{m_s}{m_g}$, determina la capacidad de la caldera HRSG y la potencia suministrada por las turbinas de vapor, por lo que también se elige λ como variable.
- Los pinch points están definidos de la siguiente manera:

$$PP_1 = T_{5g} - T_{10s}$$

$$PP_2 = T_{6g} - T_{8s}$$

$$PP_3 = T_{7g} - T_{5s}$$

$$PP_4 = T_{8g} - T_{4s}$$

$$PP_5 = T_{9g} - T_{2s}$$

5.2.3. Restricciones para la optimización

Para el estudio del ciclo combinado con dos niveles de presión y recalentamiento se imponen las mismas restricciones que las empleadas en el ciclo un único nivel de presión y sin recalentamiento analizado anteriormente, con el propósito de observar el beneficio que se obtiene al añadir un nivel más de presión, con la inclusión de alguna limitación más, dado que en este caso existen más variables. Así pues, el problema queda definido de la siguiente manera:

$$\text{Maximizar } \eta_{\text{ciclo}}(P_{10s}, T_{10s}, T_{12s}, T_{4s}, T_{5s}, \alpha, r_{\text{com}}, m_{sD}, \lambda)$$

Sujeto a las siguientes restricciones (23):

$$T_{10s} \leq 584^{\circ}\text{C}$$

$$T_{12s} \leq 584^{\circ}\text{C}$$

$$374^{\circ}\text{C} > T_{4s} > 25.15^{\circ}\text{C}$$

$$m_{sD} \geq 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$P_{10s} \leq 165 \text{ bar}$$

$$X_{sto} \geq 0.88$$

$$T_{9g} \geq 70^{\circ}\text{C}$$

$$0.1 \leq \alpha \leq 0.5$$

$$r_{\text{com}} \leq 30$$

$$AP = T_{4g} - T_{12s} \geq 25^{\circ}\text{C}$$

$$PP_1, PP_2, PP_3, PP_4, PP_5 \geq 20^{\circ}\text{C}$$

Para resolver dicho problema se ha utilizado de nuevo el programa MATLAB y el código X-Steam. Se han empleado al igual que para el caso del ciclo con un nivel de presión, los métodos de búsqueda global, búsqueda directa y algoritmo genético para encontrar la solución óptima.

Las temperaturas del agua y de los gases de escape siguen la siguiente evolución en la caldera HRSG

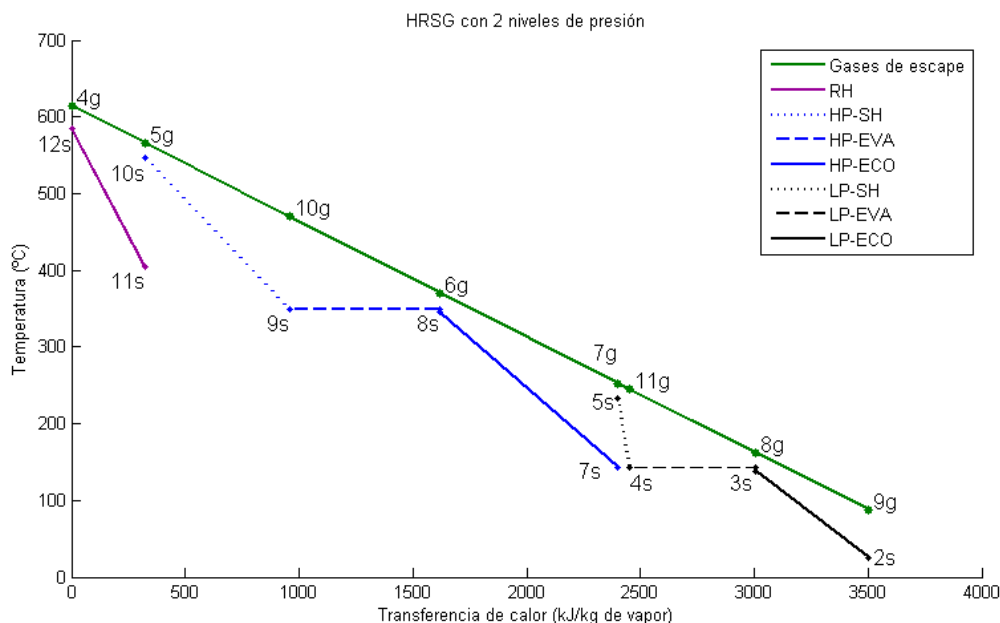


Figura 5.13 Temperatura frente al calor transferido en la caldera HRSG optimizada con 2 niveles de presión

Atendiendo al diagrama T-s (Figura 5.12) o a la representación T-transferencia de calor (Figura 5.13), se observa que la temperatura más alta que alcanza el vapor, T_{12s} , ocurre en el recalentador y toma un valor de 584°C , que es la máxima temperatura que son capaces de aguantar los materiales de la turbina de alta presión. Resulta lógico que T_{12s} tome el valor máximo, ya que de esta manera se produce la máxima potencia posible. Siguiendo el mismo razonamiento, T_{10s} debería ser igual a 584°C , sin embargo, ésta vale 546.085°C . Esto es así porque los gases de escape no poseen energía suficiente para elevar más dicha temperatura, por lo que si el presente ciclo dispusiera de una turbina de gas más moderna, capaz de soportar temperaturas mayores y en consecuencia los gases de escape estuvieran a más alta temperatura, T_{10s} podría alcanzar un valor superior y por tanto la potencia obtenida sería más alta, con lo que se mejoraría el rendimiento del ciclo. Sin embargo, a pesar de disponer de más energía los gases de escape, podría suceder, como ocurre en la optimización presente, que sea más beneficioso modificar otros parámetros como por ejemplo λ , que influye en el caudal de vapor o α que afecta al recalentamiento. En cualquier caso, una turbina con mejores prestaciones mejorará el rendimiento global del ciclo.

T_{4s} (142.826°C) determina una presión de baja (P_{4s}) de 3.9135 bar, que como se puede apreciar es mucho menor que la presión de alta de la caldera, 165 bar (P_{10s}), que coincide con la limitación impuesta a la presión máxima. Se puede comprobar

fácilmente en el diagrama T-s, que cuanto mayor sea el valor de la presión, se requiere menos energía en el cambio de fase, por lo que resulta lógico que el valor de P_{10s} óptimo sea el más alto posible. Notar que si esta limitación de la presión máxima hubiera sido menos restrictiva (se podría haber elegido para el estudio de una central subcrítica una presión de hasta 220 bar) P_{10s} tomaría valores mayores y mejoraría el rendimiento:

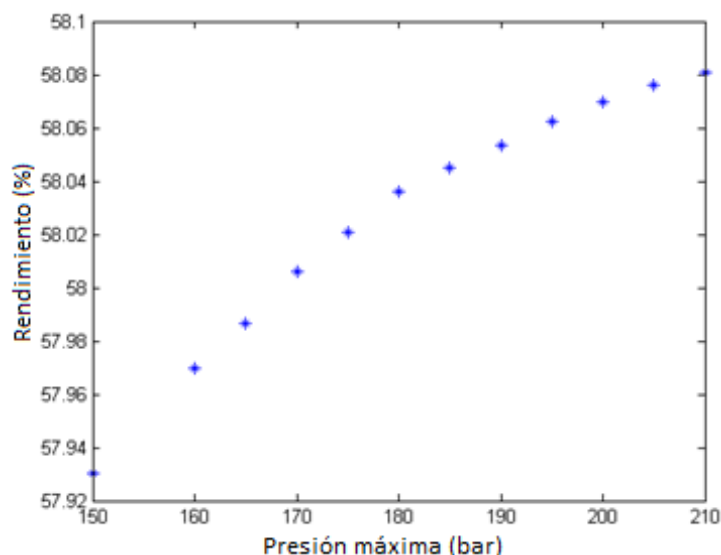


Figura 5.14 Rendimiento global frente presión máxima P_{10s}

En cuanto al valor de P_{4s} , debe ser mucho más bajo, ya que las temperaturas que se alcanzan en esta sección de baja presión son inferiores (los gases están a menor temperatura).

T_{5s} es la temperatura que alcanza el vapor en el sobrecalentador de baja presión, siendo el valor optimizado 232.298°C. Esta temperatura es la mayor que se puede lograr con la energía de los gases de escape disponible, de tal manera que, la turbina de vapor de baja presión suministra la mayor potencia posible. Además con este valor de la temperatura, se cumple el requisito de que el título de vapor en la turbina sea mayor que 0.88.

En relación a α , mencionar que cuanto menor sea su valor, mayor será la potencia entregada por la turbina de vapor de alta presión. Según esto puede llamar la atención que α sea 0.409918, que se podría considerar un valor elevado al aproximarse a su límite superior 0.5, sin embargo, hay que tener en cuenta que para α bajos, es necesario un aporte de calor de los gases de escape en el recalentador superior para alcanzar una temperatura de entrada de la turbina de baja lo suficientemente elevada para no penalizar a la potencia suministrada por ésta. Así pues, para la misma cantidad

de energía disponible de los gases, un α inferior disminuiría T_{12s} , y en consecuencia \dot{W}_{LST} sería menor. Por este motivo, α toma un valor alto en este caso.

En cuanto a la relación de compresión r_{com} , a priori cuanto mayor sea, mayor será la potencia entregada por la turbina de gas, por lo que interesa que tome un valor alto. Si observamos el resultado obtenido, 16.8915, éste no es tan elevado como cabría esperar, sin embargo, tal y como se explicó para el caso de la caldera recuperadora con un nivel de presión, r_{com} más altas repercuten disminuyendo la temperatura de entrada de los gases a la caldera (ver *Figura 5.6*) y por lo tanto, se dispone de menos energía para calentar el agua/vapor del ciclo Rankine. Además, la relación de compresión tiene un efecto negativo sobre el rendimiento del compresor, lo que influye directamente sobre el trabajo que hace falta para elevar la presión del aire:

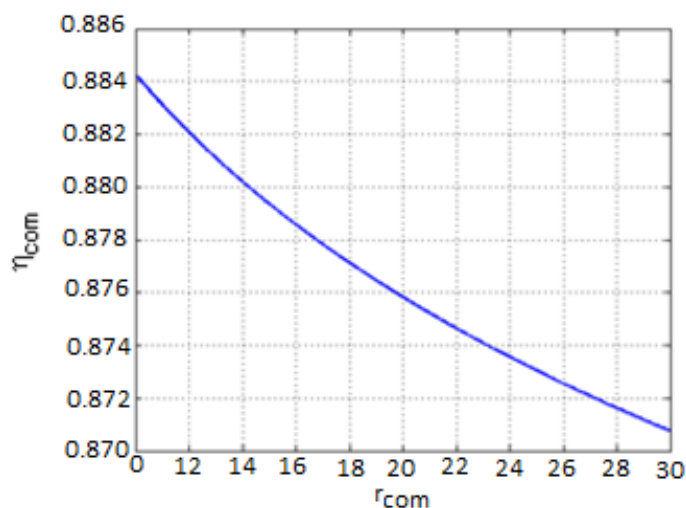


Figura 5.15 Rendimiento del compresor frente a la relación de compresión

Los dos efectos mencionados anteriormente establecen el valor óptimo de r_{com} hallado.

Atendiendo a los caudales másicos de agua, tenemos que el caudal que circula por la zona de baja presión de la caldera m_{sD} , es de 20.1975 kg/s, y que el valor de λ , 0.181286, determina un caudal total m_s de 77.3009 kg/s. Cuanto mayor sea el caudal másico de agua, mayor será la potencia suministrada por las turbinas de vapor pero por otro lado, si se mantiene fijo la cantidad de calor cedido por los gases de escape, serán menores las temperaturas de entrada a las turbinas, lo que disminuye la potencia. Teniendo en cuenta ambos efectos se obtienen los valores óptimos de los caudales.

De nuevo, uno de los parámetros más importantes del ciclo es el Pinch Point. A diferencia de la caldera que poseía un nivel de presión, en el que existía un único Pinch Point, en la HRSG con dos niveles de presión se encuentran 5 puntos diferentes. Este hecho hace que no se pueda fijar el valor de los PP de antemano como ocurría

anteriormente, sino que se establece un valor mínimo para éstos que se debe respetar ($PP \geq 20^{\circ}\text{C}$). Como no se pueden definir los PP directamente, los caudales máxicos de agua/vapor se deben introducir como variables, haciendo el problema de optimización más complejo (más grados de libertad). La forma con la que varía el rendimiento en función del PP, será distinta a la *Figura 5.7*. Más adelante, en el estudio económico de las HRSG (capítulo 7), se realizará un análisis más detallado de la influencia del PP sobre el rendimiento global. Notar que PP_1 , PP_2 , PP_3 Y PP_4 toman valores muy próximos a 20°C (ver *Figura 5.12*), lo que es lógico ya que una menor diferencia de temperaturas entre los gases y el agua repercute positivamente sobre el rendimiento. El valor de PP_5 es más alto (32°C) que los anteriores, pero aún así toma el menor valor posible.

Por último, se debe señalar que el valor del rendimiento global, 57.9865%, es mucho mayor que el del ciclo con un nivel de presión (mejora de un +2.7%) debido a la inclusión del recalentamiento y en mayor medida a la incorporación de un nivel adicional de presión. El recalentamiento permite obtener mayor potencia pero sobre todo reduce el riesgo de alcanzar un título de vapor menor al recomendable en la turbina, por lo que se puede trabajar a mayores presiones. El nivel de presión extra hace posible un mejor aprovechamiento de la energía de los gases de escape como demuestra la temperatura con la que se expulsan los gases por la chimenea (T_{9g}), 87.9676°C , frente a los 154.7046°C de la caldera con un único nivel de presión. Trabajar con dos niveles de presión conlleva por tanto un gran beneficio.

5.3. HRSG con tres niveles de presión y recalentamiento.

En los años 90 surgieron las turbinas de gas de tecnología “F” (F Technology), capaces de soportar temperaturas aún mayores, dando lugar a la tercera generación de plantas de ciclo combinado. Esta generación se caracterizaba porque las turbinas, tanto de gas como de vapor, estaban diseñadas para proporcionar la máxima eficiencia posible del ciclo combinado en vez de buscar el mayor rendimiento para cada ciclo simple como ocurría en la generación anterior. Además, gracias a estas nuevas turbinas de clase “F”, la posibilidad de realizar un recalentamiento del vapor se convirtió en una realidad, que junto con el desarrollo de nuevas calderas HRSG con tres niveles de presión que aprovechaban mejor la energía de los gases de escape, se consiguió mejorar la eficiencia global del ciclo por encima del 50%, llegando a superar al final de la década el 55%.

El siguiente esquema, recoge los distintos elementos que componen un ciclo combinado con una caldera HRSG con tres niveles de presión y con recalentamiento:

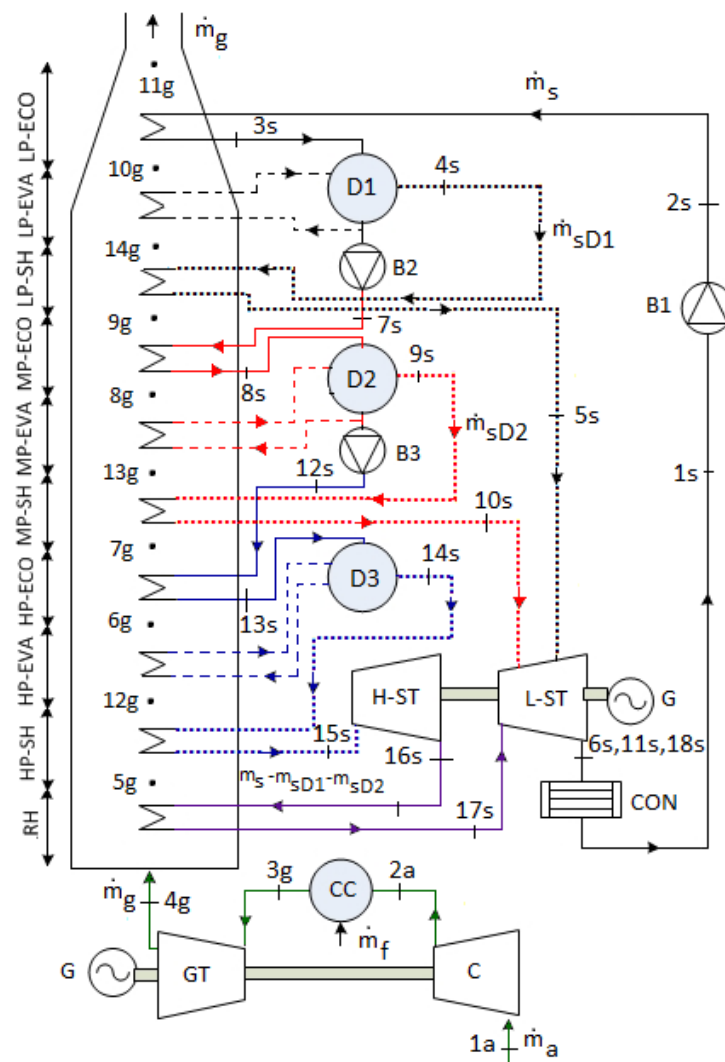


Figura 5.16 Esquema de un ciclo combinado con HRSG con 3 niveles de presión y con recalentamiento

Una cierta cantidad de aire en condiciones atmosféricas, \dot{m}_a , entra al compresor (1a), donde se eleva su presión antes de entrar a la cámara de combustión (2a). Allí se quema una cantidad \dot{m}_f de combustible, dando lugar a gases a temperaturas muy elevadas (3g), que sufren una expansión en la turbina de gas produciendo potencia. Los gases de escape entran a la caldera recuperadora (4g), ceden calor al agua/vapor del ciclo Rankine y salen por la chimenea a una temperatura T_{11g} .

Por otro lado, un determinado caudal de agua líquida, \dot{m}_s , a baja temperatura procedente del condensador (1s) pasa por una bomba para elevar su presión hasta P_{3s} y entra al economizador de baja presión de la caldera recuperadora, donde eleva su temperatura hasta T_{3s} para a continuación entrar al primer calderín D1. El calderín separa el agua en estado líquido del vapor. Parte del agua líquida es dirigida hacia el evaporador donde se genera vapor. Dicho vapor, \dot{m}_{sD1} , se conduce hacia el sobrecalentador de baja presión donde se eleva su temperatura de T_{4s} a T_{5s} , para

luego expandir en la turbina de vapor de baja presión hasta las condiciones 6s. Por otro lado, agua en estado líquido atraviesa la bomba B2 elevando de nuevo la presión hasta P_{7s} . Después de atravesar el economizador de media presión, el agua llega al segundo calderín, D2 en condiciones 8s. De nuevo, una parte del caudal va hacia el evaporador donde se produce vapor mientras otra parte se dirige hacia la bomba B3 para elevar su presión a P_{12s} . El vapor procedente del evaporador, \dot{m}_{sD2} , sale del calderín en condiciones de saturación, 9s, y avanza hacia el sobrecalentador de media presión donde alcanza T_{10s} , que es la temperatura a la que se expande en la turbina de baja esta cantidad de vapor. Después de atravesar la turbina se produce potencia útil y se alcanzan las condiciones 11s.

Por otro lado, el caudal restante ($\dot{m}_s - \dot{m}_{sD1} - \dot{m}_{sD2}$) que había superado la bomba B3, circula por el economizador de alta presión antes de llegar al calderín D3 en condiciones 13s. El calderín realiza la función de separar el agua en estado líquido del vapor que procede del evaporador de alta, el cual abandona el calderín en condiciones 14s para entrar en el sobrecalentador de alta presión y elevar su temperatura hasta T_{15s} . Acto seguido el vapor se expande en la turbina de alta hasta P_{16s} , produciéndose potencia. Después el vapor entra al recalentador donde se eleva la temperatura hasta T_{17s} . Tras expandir en la turbina de baja presión, se vuelve a generar potencia útil y se alcanzan las condiciones 18s. Por último, el caudal \dot{m}_s , pasa por el condensador, donde el vapor cambia de fase a estado líquido (1s), cerrándose de esta manera el ciclo.

La siguiente figura muestra el diagrama T-s de la parte del ciclo de vapor de un ciclo combinado sin optimizar, cuya caldera recuperadora posee tres niveles distintos de presión:

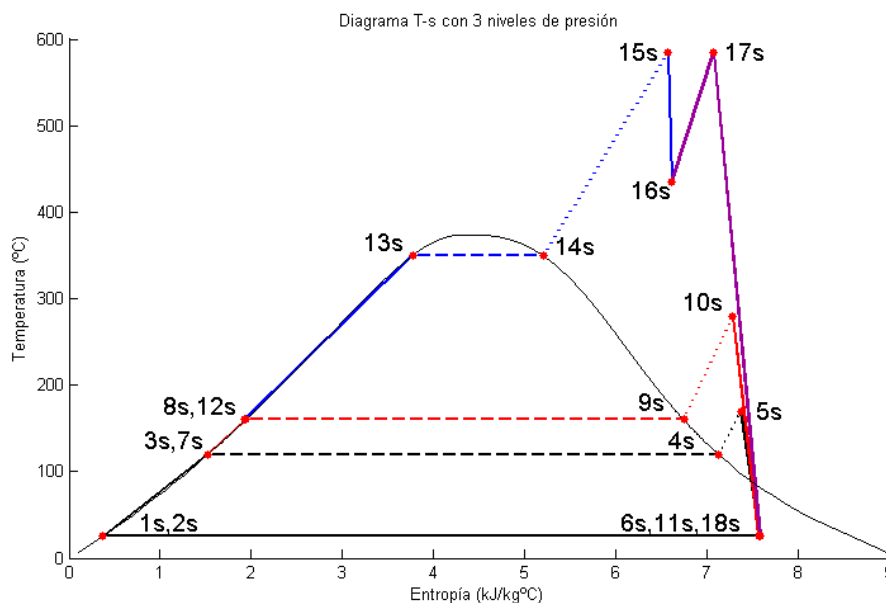


Figura 5.17 Diagrama T-s de un ciclo con caldera HRSG con 3 niveles de presión y recalentamiento

La caldera recuperadora con tres niveles de presión es la más compleja de todos los casos estudiados y se compone de un recalentador, tres economizadores, tres evaporadores y tres sobrecalentadores.

La primera zona a la que entran los gases de escape de la turbina de gas es el recalentador. Es la zona más exigida de la caldera recuperadora ya que es donde los gases y el vapor alcanzan las temperaturas más altas, por lo que es necesario emplear materiales que soporten estas condiciones.

Los gases acceden al recalentador a una temperatura T_{4g} y ceden calor al vapor procedente de la turbina de alta, que pasan de estar de T_{16s} a T_{17s} . En la segunda zona, el sobrecalentador de alta presión, el vapor incrementa su temperatura de T_{14s} a T_{15s} mientras los gases pasan de T_{5g} a T_{12g} . Esta zona está también bastante exigida debido al valor que alcanza T_{15s} , que es igual a T_{17s} e incluso puede llegar a ser mayor.

La siguiente parte corresponde al evaporador de alta presión. Aquí tiene lugar el cambio de fase del agua por lo que la temperatura permanece constante ($T_{14s}=T_{13s}$). Seguidamente los gases que abandonaban el evaporador a T_{6g} ceden calor al agua líquida que circula por el economizador de alta presión y eleva su temperatura de T_{12s} a T_{13s} .

Los siguientes tres sectores corresponden al nivel de media presión. En el sobrecalentador de media presión los gases entran a T_{7g} y salen a T_{13g} , mientras que el vapor accede con T_{9s} y sale a T_{10s} . En el evaporador tiene lugar el cambio de fase a $T_{9s}=T_{8s}$. Los gases que abandonan el evaporador a T_{8g} transfieren calor al agua que circula por el economizador de media presión, incrementando su temperatura de T_{7s} a T_{8s} .

La siguiente región es el sobrecalentador de baja presión, donde los gases a T_{9g} poseen energía suficiente como para elevar la temperatura del vapor que sale del calderín D1 de T_{4s} hasta T_{5s} . En el evaporador de baja los gases pasan de T_{14g} a T_{10g} y el agua experimenta cambio de fase a $T_{4s}=T_{3s}$. Para finalizar, el agua que procede del condensador incrementa su temperatura de T_{2s} a T_{3s} gracias a la energía que aportan los gases, que acceden con T_{10g} y salen por la chimenea a T_{11g} .

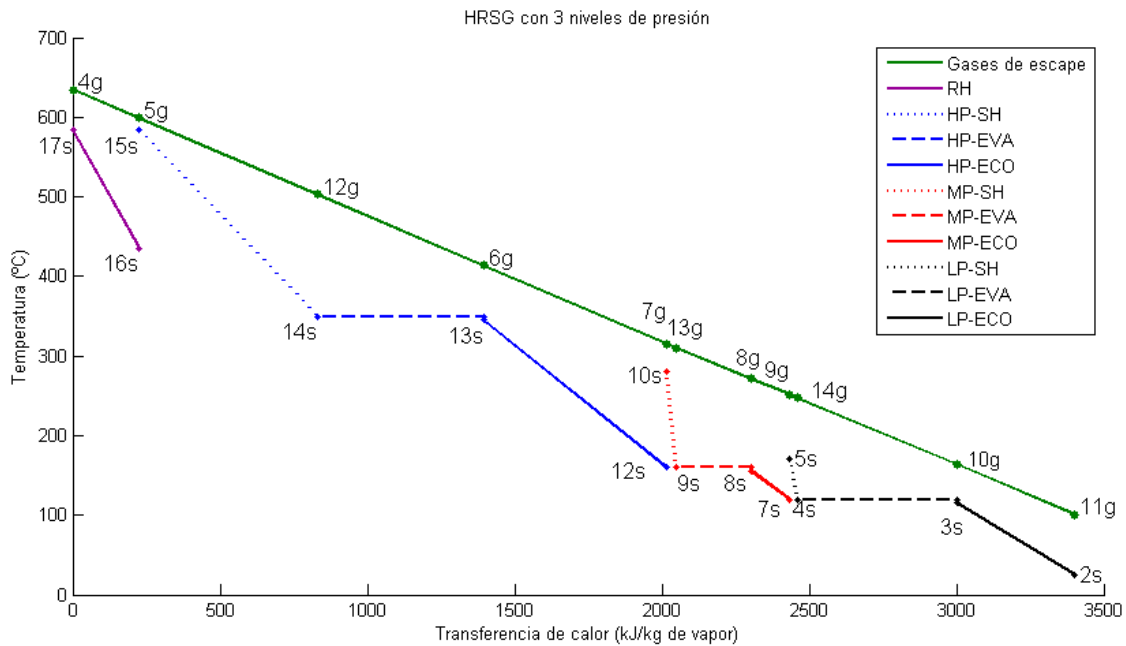


Figura 5.18 Temperatura frente al calor transferido en la caldera HRSG sin optimizar con 3 niveles de presión

5.3.1. Modelo matemático

Hipótesis:

- Los efectos de la energía potencial y cinética son despreciables.
- La caldera HRSG se encuentra perfectamente aislada de los alrededores.
- Las pérdidas de presión y de calor en la red de tubos son despreciables.
- La temperatura ambiente es de 15.15°C y la presión es 101.3kPa.
- El rendimiento isentrópico de la turbina de vapor es del 90%.
- La eficiencia de la turbina de gas es 88.5%.
- La eficiencia de la cámara de combustión es del 99%.
- La eficiencia del compresor se obtiene mediante la expresión

$$\eta_{com} = \frac{(r_{com})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{(r_{com})^{\frac{\gamma-1}{\gamma \eta_{\infty c}}} - 1}$$

Donde $\eta_{\infty c} = 91\%$

- Las pérdidas de presión del aire en la cámara de combustión es del 3%.
- El combustible es metano, con un poder calorífico inferior de 50.016MJ/kg.
- Sale agua líquida saturada del condensador.
- El agua líquida/vapor que sale del calderín está en condiciones de saturación.

- La presión del condensador corresponde a una temperatura 10°C superior a la temperatura ambiente.
- Modelo de la turbina de gas G.E. 7191F (26) $\rightarrow TIT = 1260^{\circ}\text{C}$, $m_g = 426.37\text{kg/s}$
- El aire atmosférico y los gases de la combustión son considerados gases ideales con las siguientes propiedades:

$$Cp_a = Cp_g = 1.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \quad \gamma_a = \gamma_g = 1.3$$

- Se toma un valor de Subcooling de 5°C.

Compresor de aire

$$T_{1a} = T_{atm}$$

$$P_{1a} = P_{atm}$$

$$T_{2a} = T_{1a} \left[1 + \frac{1}{\eta_{com}} \left(r_{com}^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1 \right) \right]$$

$$P_{2a} = P_{1a} \cdot r_{com}$$

$$\dot{W}_{com} = \dot{m}_a Cp_a (T_{2a} - T_{1a})$$

Cámara de combustión

$$P_{3g} = P_{2a} \cdot 0.97$$

$$T_{3g} = TIT$$

Balance en la cámara de combustión:

$$\dot{m}_g Cp_g T_{3g} - \dot{m}_a Cp_a T_{2a} = \dot{m}_f \cdot LHV \cdot \eta_{cc}$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f$$

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_g (Cp_g T_{3g} - Cp_a T_{2a})}{LHV \cdot \eta_{cc} - Cp_a T_{2a}}$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_f \cdot LHV \cdot \eta_{cc}$$

Turbina de Gas

$$P_{4g} = P_{atm}$$

$$T_{4g} = T_{3g} \left\{ 1 - \eta_{GT} \left[1 - \left(\frac{P_{3g}}{P_{4g}} \right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} \right] \right\}$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g C p_g (T_{3g} - T_{4g})$$

Condensador

$$T_{1s} = T_{atm} + 10^\circ\text{C}$$

$$P_{1s} = P_{sat}(T_{1s})$$

$$P_{6s} = P_{1s}$$

$$h_{1s} = h_{liqsat}(T_{1s})$$

Bomba 1

$$T_{2s} \cong T_{1s}$$

$$P_{4s} = P_{sat}(T_{4s}) = P_{2s}$$

$$h_{2s} = h(P_{2s}, T_{2s})$$

$$\dot{W}_{p1} = \dot{m}_s (h_{2s} - h_{1s}) / \eta_p$$

Bomba 2

$$T_{4s} = T_{3s} \cong T_{7s}$$

$$P_{3s} = P_{4s}$$

$$P_{7s} = P_{10s}$$

$$P_{9s} = P_{sat}(T_{9s}) = P_{7s}$$

$$h_{7s} = h(P_{7s}, T_{7s})$$

$$h_{3s} = h_{liqsat}(T_{3s})$$

$$\dot{W}_{p2} = (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD1})(h_{7s} - h_{3s}) / \eta_p$$

Bomba 3

$$T_{9s} = T_{8s} \cong T_{12s}$$

$$P_{8s} = P_{9s}$$

$$P_{12s} = P_{15s}$$

$$h_{8s} = h_{liqsat}(T_{8s})$$

$$h_{12s} = h(P_{12s}, T_{12s})$$

$$\dot{W}_{p3} = (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD1} - \dot{m}_{sD2})(h_{12s} - h_{8s})/\eta_p$$

Turbina de vapor de alta presión

$$P_{16s} = \alpha \cdot P_{15s}$$

$$h_{15s} = h(P_{15s}, T_{15s})$$

$$s_{15s} = s(P_{15s}, T_{15s}) = s_{16si}$$

$$h_{16si} = h(P_{16s}, s_{16si})$$

$$h_{16s} = h_{15s} - \eta_{ST}(h_{15s} - h_{16si})$$

$$\dot{W}_{HST} = (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD1} - \dot{m}_{sD2})(h_{15s} - h_{16s})$$

Turbina de vapor de baja presión

$$P_{10s} = P_{9s}$$

$$h_{10s} = h(P_{10s}, T_{10s})$$

$$s_{10s} = s(P_{10s}, T_{10s}) = s_{11si}$$

$$P_{11s} = P_{1s}$$

$$h_{11si} = h(P_{11s}, s_{11si})$$

$$h_{11s} = h_{10s} - \eta_{ST}(h_{10s} - h_{11si})$$

$$P_{5s} = P_{4s}$$

$$h_{5s} = h(P_{5s}, T_{5s})$$

$$s_{5s} = s(P_{5s}, T_{5s}) = s_{6si}$$

$$h_{6si} = h(P_{6s}, s_{6si})$$

$$h_{6s} = h_{5s} - \eta_{ST}(h_{5s} - h_{6si})$$

$$P_{17s} = P_{16s}$$

$$h_{17s} = h(P_{17s}, T_{17s})$$

$$s_{17s} = s(P_{17s}, T_{17s}) = s_{18si}$$

$$P_{18s} = P_{1s}$$

$$h_{8si} = h(P_{18s}, s_{18si})$$

$$h_{18s} = h_{17s} - \eta_{ST}(h_{17s} - h_{18si})$$

$$\dot{W}_{LST} = \dot{m}_{sD2}(h_{10s} - h_{11s}) + \dot{m}_{sD1}(h_{5s} - h_{6s}) + (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD1} - \dot{m}_{sD2})(h_{17s} - h_{18s})$$

Caldera recuperadora

Recalentador:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{4g} - T_{5g}) = (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD1} - \dot{m}_{sD2})(h_{17s} - h_{16s})$$

$$T_{5g} = T_{4g} - (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD1} - \dot{m}_{sD2}) \frac{(h_{17s} - h_{16s})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Sobrecalentador de alta presión:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{5g} - T_{12g}) = (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD1} - \dot{m}_{sD2})(h_{15s} - h_{14s})$$

$$T_{12g} = T_{5g} - (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD1} - \dot{m}_{sD2}) \frac{(h_{15s} - h_{14s})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Evaporador de alta presión:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{12g} - T_{6g'}) = (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD1} - \dot{m}_{sD2})(h_{14s} - h_{13s'})$$

$$P_{13s} = P_{15s}$$

$$T_{13s} = T_{sat}(P_{13s})$$

$$T_{13s'} = T_{13s} - SC$$

$$h_{13s'} = h(P_{13s}, T_{13s'})$$

$$T_{6g'} = T_{12g} - (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD1} - \dot{m}_{sD2}) \frac{(h_{14s} - h_{13s'})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Economizador de alta presión:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{6g'} - T_{7g}) = (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD1} - \dot{m}_{sD2}) (h_{13s'} - h_{12s})$$

$$T_{7g} = T_{6g'} - (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD1} - \dot{m}_{sD2}) \frac{(h_{13s'} - h_{12s})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Sobrecalentador de media presión:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{7g} - T_{13g}) = \dot{m}_{sD2} (h_{10s} - h_{9s})$$

$$T_{13g} = T_{7g} - \dot{m}_{sD2} \frac{(h_{10s} - h_{9s})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Evaporador de media presión:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{13g} - T_{8g'}) = \dot{m}_{sD2} (h_{9s} - h_{8s'})$$

$$T_{8s'} = T_{8s} - SC$$

$$h_{8s'} = h(P_{8s}, T_{8s'})$$

$$T_{8g'} = T_{13g} - \dot{m}_{sD2} \frac{(h_{9s} - h_{8s'})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Economizador de media presión:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{8g'} - T_{9g}) = (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD1}) (h_{8s'} - h_{7s})$$

$$T_{9g} = T_{8g'} - (\dot{m}_s - \dot{m}_{sD1}) \frac{(h_{8s'} - h_{7s})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Sobrecalentador de baja presión:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{9g} - T_{14g}) = \dot{m}_{sD1} (h_{5s} - h_{4s})$$

$$T_{14g} = T_{9g} - \dot{m}_{SD1} \frac{(h_{5s} - h_{4s})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Evaporador de baja presión:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{14g} - T_{10g'}) = \dot{m}_{SD1} (h_{4s} - h_{3s'})$$

$$T_{3s'} = T_{3s} - SC$$

$$h_{3s'} = h(P_{3s}, T_{3s'})$$

$$T_{10g'} = T_{14g} - \dot{m}_{SD1} \frac{(h_{4s} - h_{3s'})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Economizador de baja presión:

$$\dot{m}_g C p_g (T_{10g'} - T_{11g}) = \dot{m}_s (h_{3s'} - h_{2s})$$

$$T_{11g} = T_{10g'} - (\dot{m}_s - \dot{m}_{SD1}) \frac{(h_{3s'} - h_{2s})}{\dot{m}_g C p_g}$$

Rendimiento del ciclo:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{GT} + \dot{W}_{HST} + \dot{W}_{LST} - \dot{W}_{com} - \dot{W}_{p1} - \dot{W}_{p2} - \dot{W}_{p3}}{\dot{Q}_{in}}$$

5.3.2. Variables

Se escogen los siguientes parámetros como variables del ciclo: P_{15s} , T_{17s} , T_{15s} , T_{4s} , T_{9s} , T_{5s} , T_{10s} , α , r_{com} , \dot{m}_{SD1} , \dot{m}_{SD2} y λ .

- Las condiciones a la entrada de la turbina de vapor, tanto de alta como de baja presión, determinan la potencia suministrada, y la capacidad de la caldera recuperadora, por lo que P_{15s} , T_{17s} , T_{15s} se eligen como variables.
- El valor de la temperatura de evaporación en el calderín 1 (D1), T_{4s} , tiene repercusión sobre el pinch point PP_6 , la capacidad de la caldera y la cantidad de energía que se aprovecha de los gases de escape, por lo que T_{4s} se considera variable del ciclo.
- El valor de la temperatura de evaporación en el calderín 2 (D2), T_{9s} , influye sobre el pinch point PP_4 , y por tanto en la cantidad de energía que se

aprovecha de los gases de escape de la turbina de gas, por lo que T_{9s} se escoge como variable.

- La variación de \dot{m}_{sD1} y T_{5s} afecta al pinch point PP_5 y a la capacidad de la caldera HRSG, así que tanto el caudal de agua/vapor de baja presión como la temperatura que dicho caudal alcanza a la entrada de la turbina de baja, T_{5s} , son variables para optimizar.
- El caudal de agua/vapor que circula por las zonas de media presión de la caldera HRSG, \dot{m}_{sD2} , y la temperatura que éste alcanza en la entrada de la turbina de baja, T_{10s} , tienen influencia sobre el pinch point PP_3 y la capacidad de la caldera, por este motivo son elegidas como variables.
- La relación de compresión en el recalentamiento $\alpha = \frac{P_{15s}}{P_{16s}}$, se toma como variable porque determina la presión de recalentamiento y afecta a la entalpía del vapor a la salida de la turbina de alta presión, a la potencia entregada y en consecuencia al rendimiento global del ciclo.
- La relación de compresión $r_{com} = \frac{P_{2a}}{P_{1a}}$, tiene una gran importancia en el rendimiento del ciclo Brayton y repercute sobre las condiciones de los gases de salida de la turbina de gas, y por lo tanto, sobre la cantidad de energía que se puede aprovechar de los gases calientes. Por estas razones, r_{com} se escoge como variable.
- La relación caudal de gas y caudal de vapor λ , condiciona al caudal de vapor, que influye en todo proceso que tiene lugar en el ciclo Rankine, por lo que es considerada como variable.
- Los pinch points quedan expresados de la siguiente manera:

$$PP_1 = T_{5g} - T_{15s}$$

$$PP_2 = T_{6g} - T_{13s}$$

$$PP_3 = T_{7g} - T_{10s}$$

$$PP_4 = T_{8g} - T_{8s}$$

$$PP_5 = T_{9g} - T_{5s}$$

$$PP_6 = T_{10g} - T_{3s}$$

$$PP_7 = T_{11g} - T_{2s}$$

5.3.3. Restricciones para la optimización

Para analizar el caso del ciclo combinado con tres niveles de presión y recalentamiento, se toman las mismas limitaciones impuestas para los casos de los ciclos de uno y dos niveles de presión, para posteriormente poder realizar una comparativa entre los tres ciclos. Con esta consideración, el problema de optimización se presenta de la siguiente forma:

$$\text{Maximizar } \eta_{\text{ciclo}}(P_{15s}, T_{17s}, T_{15s}, T_{4s}, T_{9s}, T_{5s}, T_{10s}, \alpha, r_{\text{com}}, \dot{m}_{sD1}, \dot{m}_{sD2}, \lambda)$$

Sujeto a las siguientes restricciones (33):

$$T_{15s} \leq 584^{\circ}\text{C}$$

$$T_{17s} \leq 584^{\circ}\text{C}$$

$$360^{\circ}\text{C} > T_{4s} > 35.15^{\circ}\text{C}$$

$$350^{\circ}\text{C} > T_{9s} > 35.15^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m}_{sD1}, \dot{m}_{sD2} \geq 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$P_{15s} \leq 165 \text{ bar}$$

$$X_{sto} \geq 0.88$$

$$T_{11g} \geq 70^{\circ}\text{C}$$

$$0.1 \leq \alpha \leq 0.5$$

$$r_{\text{com}} \leq 30$$

$$AP = T_{4g} - T_{17s} \geq 25^{\circ}\text{C}$$

$$PP_1, PP_2, PP_3, PP_4, PP_5, PP_6, PP_7 \geq 20^{\circ}\text{C}$$

Al igual que en los casos anteriores, el software utilizado para resolver el problema de optimización es MATLAB y el código X-Steam para obtener las propiedades del vapor. Se vuelven a emplear las técnicas de búsqueda global, búsqueda directa y algoritmo genético con el objetivo principal de encontrar el máximo absoluto de la función objetivo.

5.3.4. Resultados

Los resultados hallados son los siguientes:

$P_{15s} = 165 \text{ bar}$	$T_{10s} = 250.173^\circ\text{C}$
$T_{17s} = 553.49^\circ\text{C}$	$\alpha = 0.332005$
$T_{15s} = 509.26^\circ\text{C}$	$r_{\text{com}} = 21.1581$
$T_{4s} = 99.0323^\circ\text{C}$	$\dot{m}_{\text{SD1}} = 5.17842 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$T_{9s} = 149.199^\circ\text{C}$	$\dot{m}_{\text{SD2}} = 22.5922 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$T_{5s} = 106.928^\circ\text{C}$	$\lambda = 0.181177$

$$\eta_{\text{ciclo}} = 58.4524\%$$

Con estos parámetros el diagrama T-s presenta la siguiente forma:

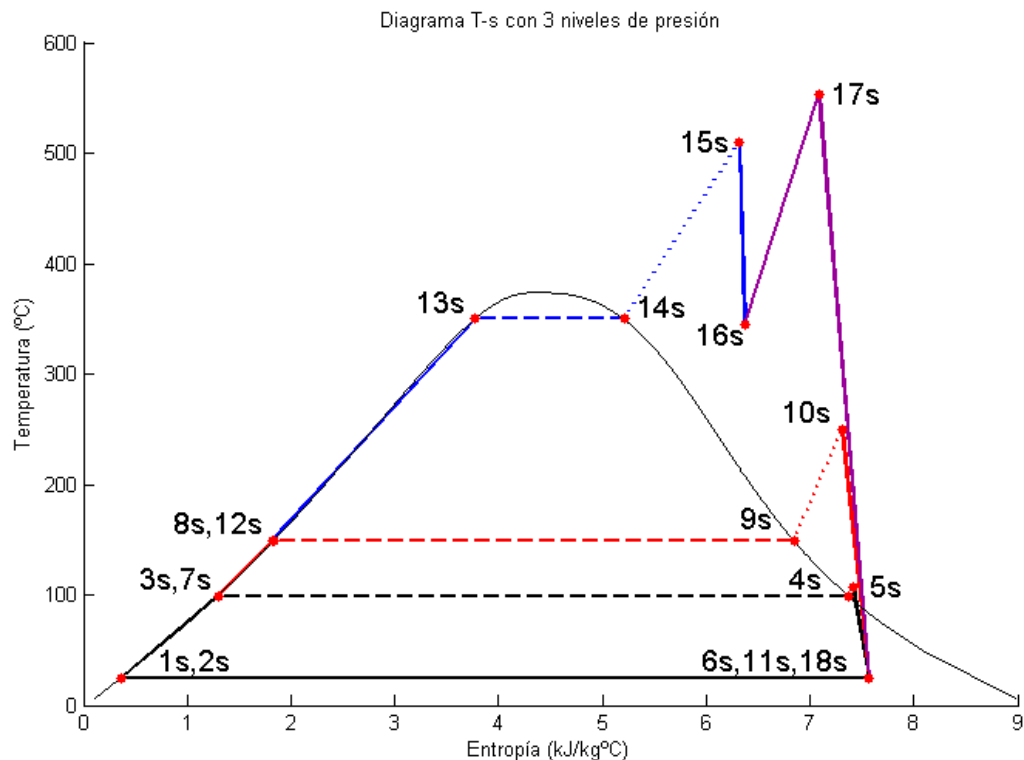


Figura 5.19 Diagrama T-s del ciclo optimizado con caldera HRSG con 3 niveles de presión y recalentamiento

En la siguiente figura se representa la evolución de la temperatura del agua a su paso por la caldera recuperadora del ciclo optimizado. Notar como los PP son más bajos que en la *Figura 5.18* :

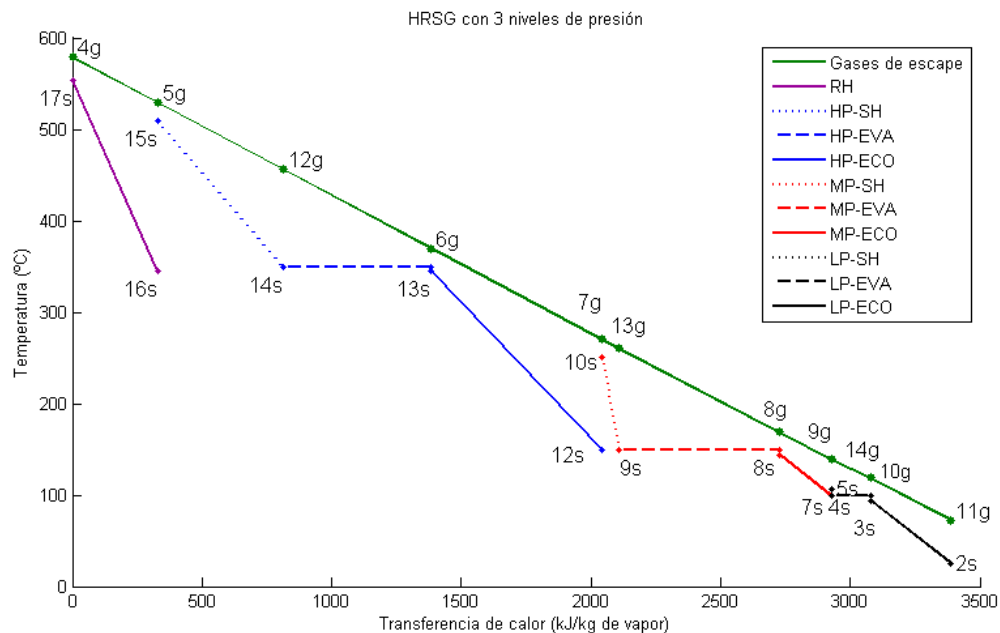


Figura 5.20 Temperatura frente al calor transferido en la caldera HRSG optimizada con 3 niveles de presión

Atendiendo a las dos figuras anteriores, *Figura 5.19* y *Figura 5.20*, si se comparan con las figuras *Figura 5.12* y *Figura 5.13*, correspondientes al ciclo con dos niveles de presión, se observa que son muy similares con la excepción del nivel adicional de presión que se ha introducido (media presión) en este caso.

De nuevo las temperaturas más altas del ciclo Rankine se encuentran en el sobrecalentador de alta presión, T_{15s} , con un valor de 509.26°C , y en el recalentador, T_{17s} , con 553.49°C . Vuelve a ocurrir que no se alcanza la temperatura máxima, 584°C , que permitiría obtener más potencia en las turbinas. Esto se debe a que los gases de escape de la turbina de gas no poseen la suficiente energía como para sobrecalentar tanto el vapor. Este hecho está íntimamente relacionado con la r_{com} , ya que cuanto mayor sea su valor, mayor será la potencia obtenida en la turbina de gas pero menor será la temperatura de los gases a la entrada de la caldera y en consecuencia, habrá menos energía que se pueda recuperar. Por este motivo no es de extrañar que el sobrecalentamiento del vapor sea ligeramente menor en el ciclo de tres niveles que en el que posee dos niveles de presión, ya que la relación de presiones en éste último es de 16.8915 frente al valor de 21.1581, lo que se traduce en una temperatura de entrada a la caldera de los gases de 614.9°C frente a 578.8°C . Podría haberse dado el

caso de que r_{com} hubiera sido más baja, sin embargo, es el valor presentado el que optimiza el rendimiento global del ciclo combinado.

T_{4s} y T_{9s} junto con P_{15s} determinan los valores de los diferentes niveles de presión que tiene la caldera HRSG. Así pues el nivel de alta presión se encuentra a 165 bar, el de media a 4.6597 bar y el de baja presión a 0.9797 bar. Destacar que el valor de la presión de alta es el máximo que permite la restricción impuesta, ya que cuanto mayor es la presión, menor es la energía necesaria para cambiar de fase el agua. Tal y como se explicó en el apartado anterior, se podría haber impuesto una limitación de presión de hasta 220 bar (presión crítica), por lo que P_{15s} tomaría un valor mayor al beneficiar al rendimiento global del ciclo.

En cuanto a T_{5s} , 106.928°C , y T_{10s} , 250.173°C , definen el sobrecalentamiento que tiene lugar en el sobrecalentador de baja y media presión respectivamente. Cuanto mayor sea el valor de estas temperaturas, más potencia suministrará la turbina de baja, por lo que estos valores son los máximos posibles para la energía disponible de los gases calientes del escape de la turbina de gas. Destacar también que con dichas temperaturas se alcanza el título de vapor en la turbina mínimo exigido, 0.88, para garantizar que no haya problemas de corrosión y desgaste de los álabes.

El parámetro α , influye en la cantidad de potencia que suministra la turbina de vapor de alta presión, de tal forma que cuanto menor sea su valor, el vapor se expandirá hasta una presión más baja y por tanto se obtendrá más trabajo útil por unidad de tiempo. El valor optimizado obtenido para α es de 0.332005, por lo que el vapor se expande de la presión de alta, 165 bar, hasta 54.78 bar. El valor ideal de α sería el mínimo posible, 0.1, sin embargo al disminuir α , el calor necesario para realizar el recalentamiento aumentaría considerablemente, y por tanto se dispondría de menos calor aprovechable de los gases para otras zonas de la caldera, lo que podría no ser lo más beneficioso para rendimiento del ciclo combinado.

Las variables λ , \dot{m}_{sD1} y \dot{m}_{sD2} determinan el caudal total de agua, el caudal que circula por la zona de baja y el que atraviesa la región de media presión respectivamente. Los valores resultantes de la optimización son λ igual a 0.181177, que determina una \dot{m}_s de 77.248 kg/s, un caudal \dot{m}_{sD1} de 5.17842 kg/s y un \dot{m}_{sD2} de 22.5922kg/s. Esta solución atiende al compromiso entre dos efectos contrarios que afectan a la potencia obtenida: por un lado cuanto mayor sea la cantidad de agua que circula mayor será la potencia suministrada, pero por otro lado, para una misma cantidad de calor cedido de los gases al agua, se alcanzarán temperaturas de entrada a las turbinas más bajas, disminuyendo la potencia entregada.

Una vez más el Pinch Point juega un papel fundamental en el rendimiento total del ciclo. En este caso existen 7 pinch points diferentes de valores muy próximos a 20°C, excepto PP₅ y PP₇ que valen 32.1980 °C y 47.19 °C respectivamente. Minimizar el valor de estas diferencias de temperatura entre el gas y el agua repercute positivamente a la hora de recuperar la mayor cantidad de calor posible, sin embargo, eleva de forma muy significativa el área necesaria de los distintos elementos que componen la caldera HRSG y por tanto su precio. En el apartado “Aspectos económicos” (capítulo 7) se estudiará con más detalle el efecto de este parámetro tan trascendente tanto para cuestiones termodinámicas como económicas.

5.3.5. Comparación de HRSG con distintos niveles de presión

Por último, una vez estudiados los ciclos combinados con calderas recuperadoras con uno, dos y tres niveles de presión, se puede concluir que la inclusión de niveles adicionales de presión incrementa el valor del rendimiento global, llegando para las hipótesis y condiciones empleadas, a un rendimiento del 58.4524%, que es 0.4659% superior al del ciclo con dos niveles de presión (57.9865%) y 3.1646% más elevado que el rendimiento del ciclo combinado simple (55.2878%). Esto es así porque al trabajar con distintas presiones se aprovecha mejor la energía de los gases calientes de escape de la turbina de gas, lo que se puede comprobar fácilmente en la siguiente figura:

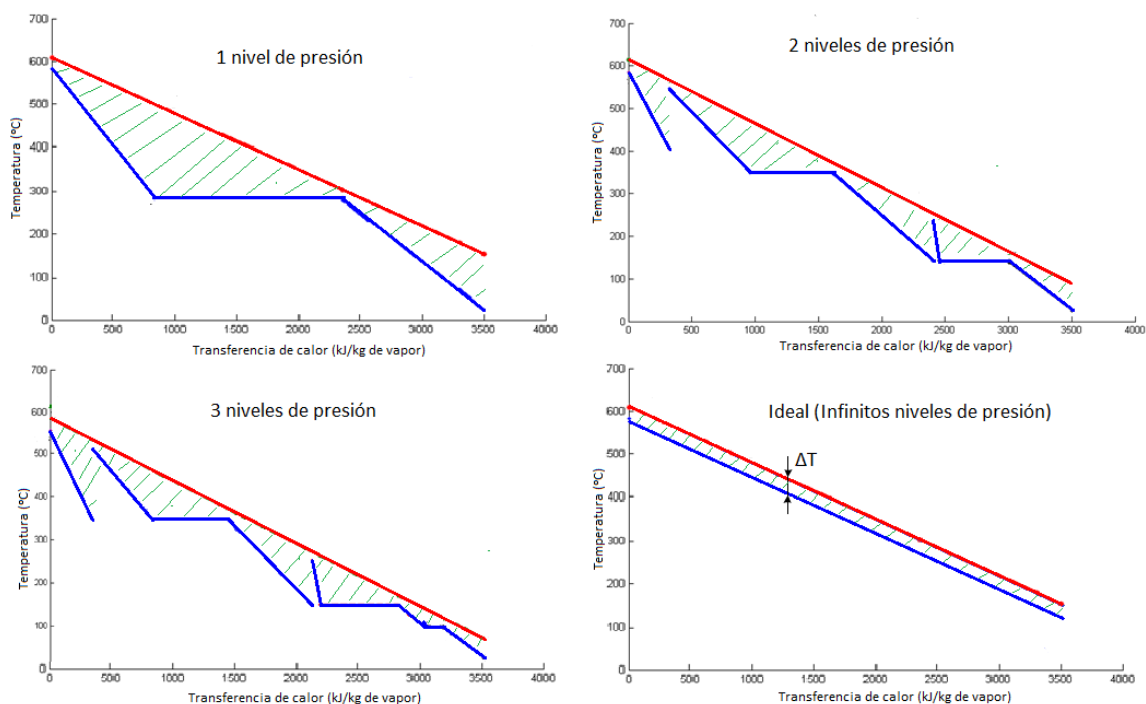


Figura 5.21 Comparativa de las tres calderas HRSG estudiadas

El área comprendida entre la evolución de la temperatura del gas (en rojo) y del agua que circula por la caldera (azul) representa la cantidad de energía que no se es capaz de recuperar, por lo tanto, cuantos más niveles existan menor será la energía desaprovechada. En el caso ideal, el número de presiones sería infinito y habría una diferencia de temperaturas constante a lo largo de toda la caldera. Por motivos obvios, sólo puede haber un número limitado de presiones diferentes, por lo que hoy en día lo más común es encontrar ciclos combinados con un máximo de tres niveles de presión, ya que a partir de este número, la incorporación de más niveles no trae consigo beneficios suficientes.

Podemos apreciar en la *Figura 5.21* que la diferencia entre el área en el ciclo simple y el área en el ciclo con dos niveles es bastante significativa, mientras que la discrepancia entre el ciclo con dos niveles y el ciclo con tres presiones distintas no es tan acusada. Esto también se puede justificar si se atiende a los valores de los rendimientos obtenidos en la optimización, ya que la mejora conseguida al elegir una caldera HRSG con dos niveles frente a una de un único nivel de presión, es de un +2.7%, mientras que, el beneficio de una caldera con tres niveles frente a una de dos es de un +0.47%.

Si se realizara la optimización de un ciclo con cuatro niveles de presión se observaría un incremento del rendimiento todavía menor, lo que no resultaría viable llevar a cabo debido a que no compensa dicho aumento de la eficiencia con los costes adicionales derivados del sobrecalentador, evaporador y economizador extras que se deberían añadir.

Otro parámetro que se encuentra íntimamente relacionado con la eficiencia con la que se aprovecha la energía de los gases calientes de escape es la temperatura con la que se expulsan los gases por la chimenea. La *Figura 5.22* muestra como se reparte la energía de los gases por los diferentes elementos de las tres tipos de calderas analizadas, así como los valores de la temperatura con la que salen los gases por la chimenea:

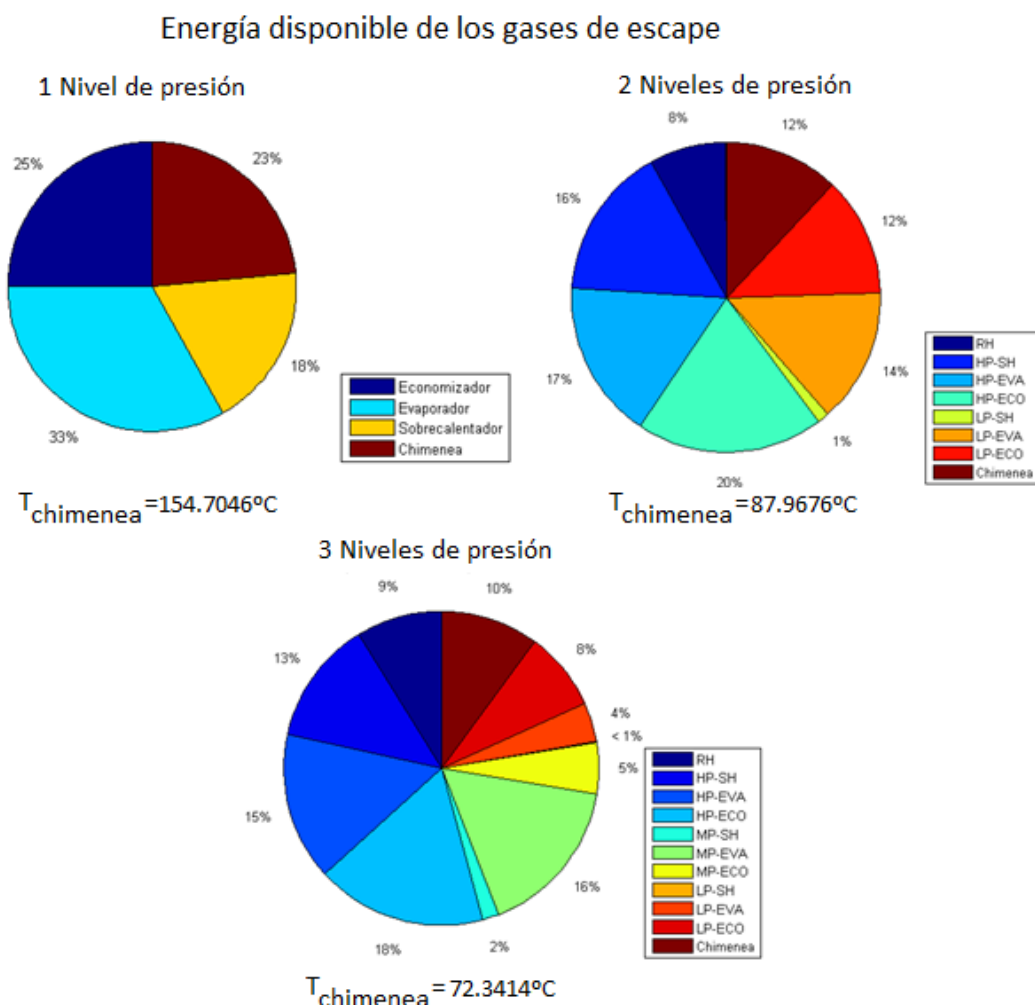


Figura 5.22 Energía disponible de los gases de escape de las tres calderas HRSG estudiadas

Cuanto mayor sea el valor de $T_{chimenea}$, mayor será la energía desaprovechada que se degrada en la atmósfera. Si se compara la temperatura de chimenea del ciclo simple con el ciclo con dos niveles, se observa una disminución muy importante de ésta, de 154.7046°C a 87.9676°C , lo que se traduce en un mejor aprovechamiento, ya que mientras en el primero la energía que se pierde constituye el 23%, en el segundo representa tan solo el 12%. Con tres niveles de presión la temperatura es aún más baja, 72.3414°C , que se aproxima bastante al límite de 70°C , valor por debajo del cual se producirían problemas graves de corrosión debido a la formación de ácidos.

A la vista de los resultados obtenidos, se puede afirmar que la adición de niveles de presión permite un mejor aprovechamiento de la energía disponible de los gases de escape procedentes de la turbina de gas, en menor cuantía según se van incorporando más niveles, por lo que las calderas más eficientes y viables hoy en día son aquellas que poseen tres niveles de presión, llegando a recuperar en el caso analizado hasta un 90% de la energía disponible, lo que se traduce en un rendimiento del 58.4524%, que es considerablemente más alto que en las calderas con 1 y 2 niveles de presión.

6. Líneas de desarrollo futuras

Hoy en día, existe una gran preocupación por los niveles de CO₂ presentes en la atmósfera, por lo que uno de los objetivos prioritarios del momento es mejorar los sistemas para la producción de energía con el objetivo de reducir las emisiones de gases contaminantes y de esta manera ser más respetuosos con el medio ambiente.

Para ello, parece claro que el camino a seguir es la implementación de las energías renovables, sin embargo, debido a su gran dependencia de las condiciones del tiempo, estas tecnologías causan grandes fluctuaciones de carga en la red. Por este motivo es necesario disponer de centrales con bajas emisiones, flexibilidad y con bajos costes de operación que aseguren cubrir la demanda energética. Las centrales de ciclo combinado poseen las características anteriores, por lo que su desarrollo y los esfuerzos por mejorar su eficiencia podrían traer consigo grandes beneficios en el futuro.

Persiguiendo un mejor rendimiento, las líneas de investigación actuales se centran en conseguir alcanzar temperaturas más altas a la entrada de la turbina de gas, temperaturas más elevadas del vapor, así como mayores presiones. Conseguir valores tan elevados de estos parámetros no es una tarea fácil, debido a las condiciones tan duras que deben resistir los materiales tanto de las turbinas como de la caldera HRSG.

6.1. Incremento de la temperatura de los gases

El primer reto es aumentar la temperatura de entrada a la turbina de gas, para que de esta manera se pueda obtener más potencia útil en el ciclo de gas y también para disponer de más energía en el ciclo del vapor, ya que cuanto mayor sea la temperatura de entrada a la turbina de gas mayor será la temperatura de los gases de escape y por tanto éstos tendrán más energía que podrá ser recuperada en la HRSG.

La siguiente figura muestra cómo varía la temperatura de los gases de escape con la que entran a la caldera recuperadora en el ciclo combinado con tres niveles de presión y recalentamiento optimizado estudiado anteriormente, con respecto a la temperatura de los gases a la entrada de la turbina, manteniendo constantes todos los demás parámetros:

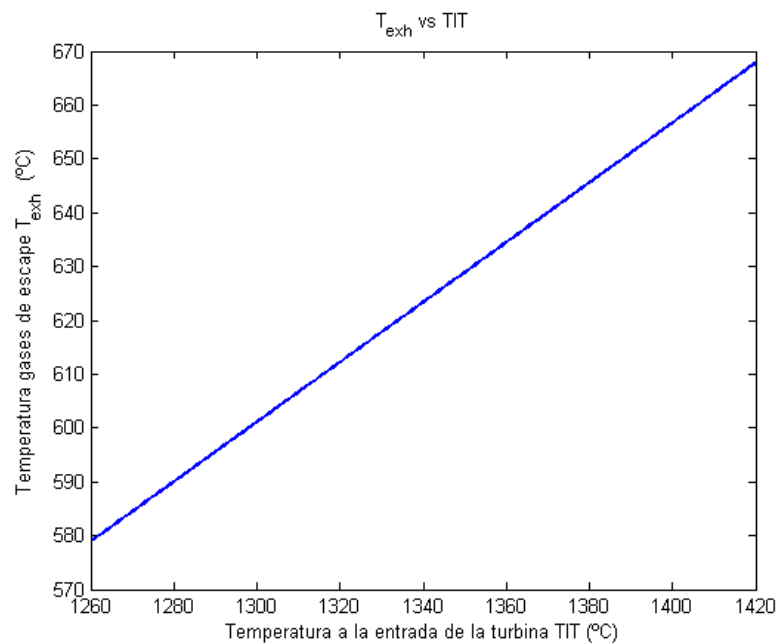


Figura 6.1 Temperatura de escape frente a la temperatura de entrada a la turbina de gas

Gracias a los últimos avances en tecnología de materiales y al desarrollo de nuevos sistemas de refrigeración de las turbinas de gas, ha sido posible la aparición de la cuarta generación de ciclos combinados que incorporan las turbinas de gas con tecnología “H” (H Technology). Estas turbinas poseen materiales muy resistentes a la temperatura (sólidos monocristalinos y recubrimientos cerámicos) y utilizan el novedoso sistema de refrigeración “Closed-loop steam cooling”. Este método sustituye a la forma tradicional de refrigerar los álabes de la turbina de gas (Open-loop air-cooling), la cual se basa en introducir el aire directamente desde el compresor para intercambiar calor en las primeras etapas de la turbina refrigerando los álabes, haciéndolo circular por su interior.

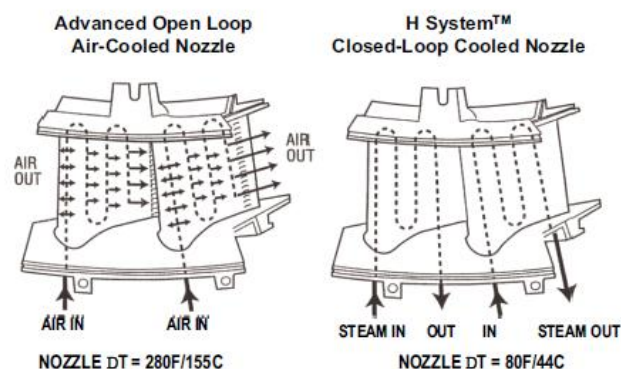


Figura 6.2 Sistemas de refrigeración de turbinas de gas (34)

El sistema “Closed-loop steam cooling”, emplea como refrigerante el vapor, que posee mejores propiedades en términos de transferencia de calor y que procede de la turbina de vapor de alta presión. Dicho sistema estaría integrado en el ciclo combinado de la siguiente forma:

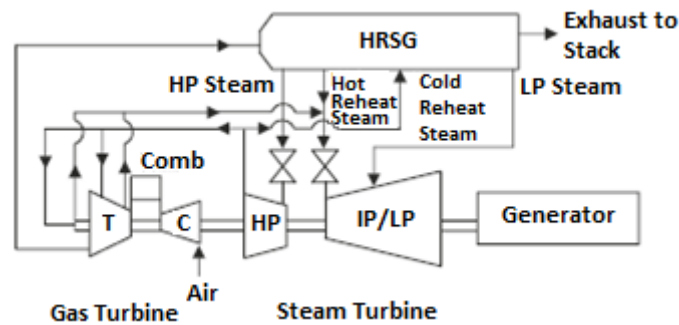
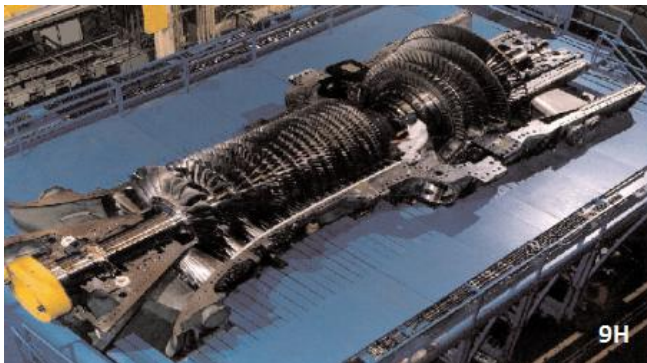


Figura 6.3 Sistema Closed-loop steam cooling (34)

En primer lugar vapor a alta presión se expande en la turbina de alta hasta una presión intermedia. A continuación parte de este vapor es conducido hacia las primeras etapas de la turbina de gas con el objetivo de refrigerar sus elementos, mientras que el resto es dirigido de nuevo hacia la caldera recuperadora para su recalentamiento. El vapor que refrigera la turbina de gas aumenta su temperatura hasta alcanzar un valor cercano al que se encuentra el vapor tras el recalentamiento y se mezcla con el vapor procedente del recalentador, para después continuar el ciclo y pasar por la turbina de media/baja presión.

La refrigeración “Closed-loop steam cooling” permite que se alcancen temperaturas de hasta 1430 °C , ya que la pérdida de temperatura del aire que pasa en la primera etapa de la turbina de gas se reduce de 155°C a 44°C menos. Además con este sistema no se eleva la temperatura de llama en la combustión, por lo que no se incrementan las emisiones de NOx que se generan con temperaturas altas.



	<u>9FA</u>	<u>9H</u>
<i>Firing Temperature Class, F (C)</i>	2400 (1316)	2600 (1430)
<i>Air Flow, lb/sec (kg/sec)</i>	1376 (625)	1510 (685)
<i>Pressure Ratio</i>	15	23
<i>Combined Cycle Net Output, MW</i>	391	480
<i>Net Efficiency, %</i>	56.7	60
<i>NO_x (ppmvd at 15% O₂)</i>	25	25

Figura 6.4 Características turbina 9H (General Electric) (34)

6.2. Incremento de la temperatura del vapor

Otro de los grandes retos es conseguir alcanzar temperaturas del vapor superiores a los 600°C, para lo cual son imprescindibles las turbinas de gas de la cuarta generación y además el desarrollo de materiales capaces de soportar las condiciones tan extremas que debe aguantar la caldera recuperadora, sobre todo las zonas del sobrecalentador de alta presión y el recalentador. Dichos materiales deben cumplir las siguientes propiedades:

- Suficiente resistencia a fluencia, es decir, la capacidad para soportar una fuerza constante a altas temperaturas (microestructura estable).
- Buen comportamiento ante la fatiga para resistir cambios bruscos de temperatura cíclicos.
- Buena resistencia a la oxidación (determinado por el contenido de cromo).
- Costes aceptables.

De las características anteriores se debe prestar especial atención a la que se refiere a la oxidación. La formación de una capa de óxido en los tubos de la caldera recuperadora dificulta la transferencia de calor debido a su bajo coeficiente de conductividad térmica, lo que provoca un incremento de la temperatura a la que se encuentran los tubos. Este incremento de temperatura repercute negativamente sobre las propiedades de los materiales y por este motivo se debe tener en cuenta el fenómeno de la oxidación a la hora de diseñar los tubos. La siguiente figura muestra las condiciones típicas a las que están sometidos los tubos de una caldera recuperadora. Los recuadros verdes hacen referencia a las temperaturas a la que se encontrarían las paredes de los tubos sin oxidación, mientras que los recuadros en rojo señalan que ha tenido lugar este fenómeno:

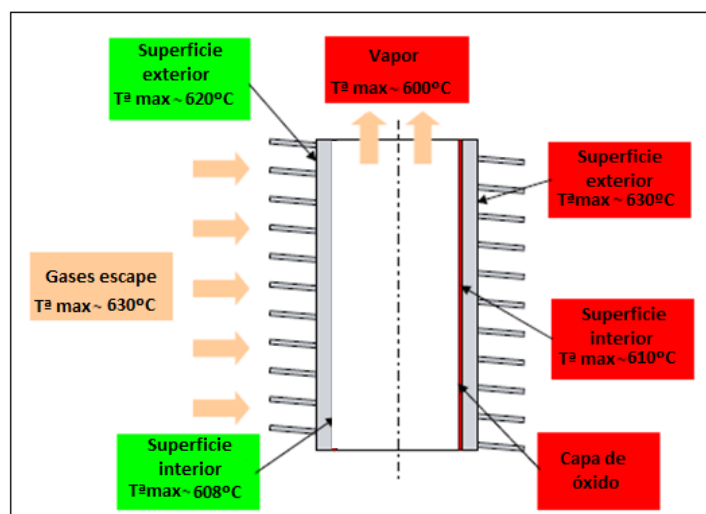


Figura 6.5 Condiciones típicas a las que están sometidos los tubos de una caldera recuperadora (35)

El espesor de la capa de óxido es más gruesa cuanto mayor es la temperatura del vapor, tal y como se puede observar en la Figura 6.6. Recordar que uno de los objetivos es que, precisamente, esta temperatura del vapor sea lo más alta posible, por lo tanto, recalcar que no es una labor fácil. Una posible solución es emplear materiales con alto contenido en cromo, ya que dichos compuestos presentan una mejor resistencia a la oxidación. La Figura 6.7, muestra el comportamiento de los materiales T91 (azul) y T92 (rojo) con un 9% de contenido en cromo y otro acero con un 12 %, para una temperatura de la pared interior del tubo de 600°C :

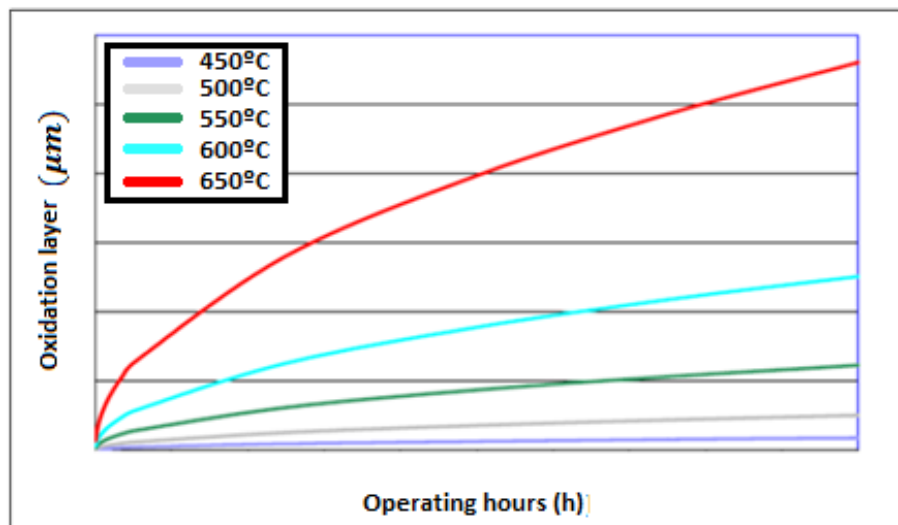


Figura 6.6 Efecto de la temperatura del vapor sobre el espesor de la capa de óxido (35)

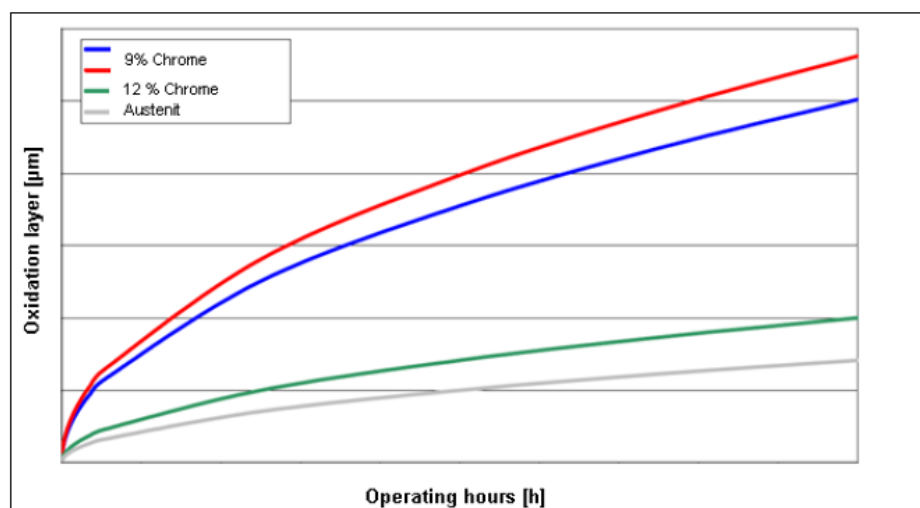


Figura 6.7 Comportamiento de materiales con distinto contenido en cromo (35)

6.3. Incremento de la presión

Ante la meta de conseguir alcanzar mayores valores de la presión (presiones superiores a 165 bar), surgen algunas dificultades técnicas. La primera de ellas es mantener una calidad del agua/vapor suficiente. Las impurezas en el agua/vapor pueden dar lugar a la formación de depósitos, al ensuciamiento de los tubos y a un aumento de la corrosión. Todo esto provoca que el rendimiento de la caldera recuperadora disminuya (bajan los coeficientes de transferencia de calor y aumentan las pérdidas de carga) y que la vida útil de los equipos que la componen se vea drásticamente reducida. Todos estos problemas se agravan cuanto mayor es la presión, por lo que no resulta sencillo operar con valores tan elevados.

Otro aspecto a tener en cuenta es que cuanto mayor sea la presión, más exigido estará el calderín de alta presión, que es uno de los elementos críticos de las calderas HRSG, debido a que debe soportar altos gradientes de temperatura, motivo por el que su resistencia a fatiga debe ser muy alta. Cuanto más elevada sea la presión a la que opera, más gruesas deben ser sus paredes de acero y por tanto mayor será su coste. Así, por ejemplo, para una presión de 130 bar, el espesor de las paredes deberá ser aproximadamente de 100mm de acero SCC5-8000H, mientras que para 180 bar, será necesario un espesor de 140mm. Además, es un hecho comprobado, que cuando las presiones que se alcanzan son más altas, la vida del calderín es menor: el tiempo de vida de un calderín sometido a 160 bar es 8 veces menor que uno que se encuentra a 125 bar (35).

Desde el punto de vista termodinámico aparece otro problema, y es que a partir de 180 bar aproximadamente las densidades del vapor y del agua son muy semejantes, por lo que resulta imposible el empleo de calderas con circulación natural, lo que era una ventaja, ya que no era necesario el empleo de bombas en el evaporador.

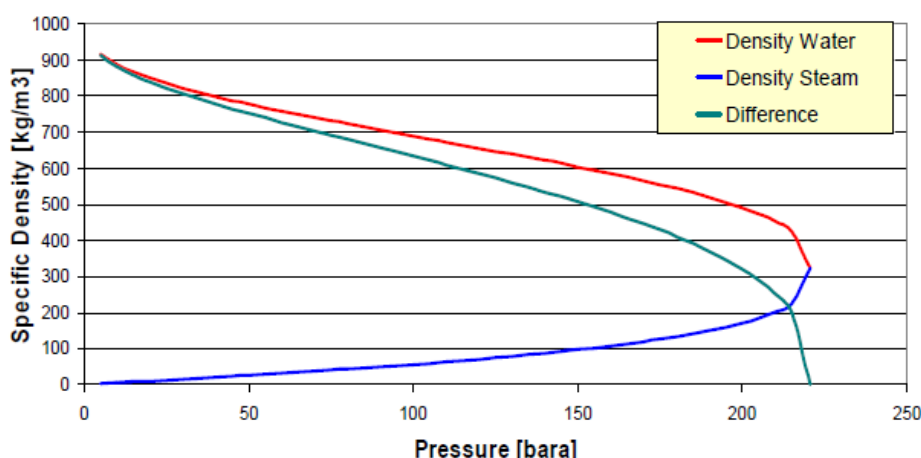


Figura 6.8 Efecto de la presión sobre la densidad específica del agua y vapor (35)

6.4. One-Through HRSG

Debido a todas las desventajas que presenta el calderín de alta presión, surge como alternativa de las calderas convencionales (Drum-type), las calderas One-Through HRSG, en las que el agua que circula por el evaporador cambia de fase totalmente (título de vapor 1) a diferencia de cómo ocurría anteriormente (título entre un 15 y 30 %). En las One-Through HRSG se reemplaza el calderín por un elemento (separador) con paredes mucho menos gruesas (55 mm trabajando a 180 bar) y que mejora la flexibilidad operacional de la caldera.

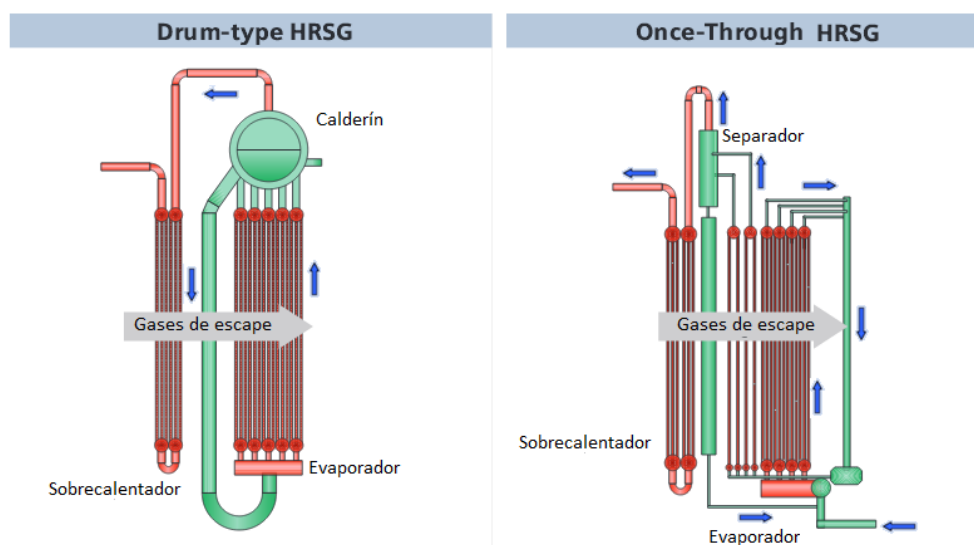


Figura 6.9 HRSG convencional (Drum-type) y One-Through HRSG (36)

Además de eliminar los problemas asociados con el calderín de alta presión, con este nuevo tipo de caldera, se puede mantener la convección natural y no es necesario modificar las zonas de baja y presión intermedia, en las que sí continúan los calderines. Otras ventajas de las One-Through HRSG son una mejor eficiencia cuando la temperatura del ambiente es alta, y menor tiempo de puesta en marcha de la planta.

Entre los inconvenientes que posee esta tecnología está la necesidad de una mayor calidad del agua/vapor, por lo que es necesario invertir en sistemas más avanzados y costosos para garantizar que las impurezas sean las mínimas posibles. Otra desventaja es que el diseño de la HRSG es más complejo, ya que mientras en las calderas recuperadoras convencionales se podía tratar sin problema cada una de sus partes (economizador, evaporador, sobrecalentador) por separado, en las calderas One-Through la diferencia entre los distintos elementos no es tan clara, por lo que resulta más difícil de estudiar. El análisis realizado en este proyecto de fin de grado en el capítulo 5 no se podría aplicar directamente para el estudio de las calderas One-Through, sin embargo, existen otros trabajos en los que sí se aborda el diseño de este tipo de calderas como las refs. (37) (38).

6.5. Materiales resistentes a la corrosión

Otra línea de investigación para la mejora de las calderas recuperadoras es aquella que estudia nuevos materiales resistentes a la corrosión para las zonas de baja presión, en especial el economizador de baja, que es el lugar donde la temperatura del agua que circula por los tubos y la del gas son más bajas, por lo que existe el riesgo de corrosión al alcanzarse la temperatura de rocío que da lugar a la formación de ácidos, los cuales se depositan en la superficie y perjudican gravemente las propiedades de los materiales. Debido a que el combustible utilizado (gas natural) contiene una pequeña cantidad de azufre (su concentración es mínima pero existe), los gases resultantes de la combustión contienen NO_x y SO_x, que a bajas temperaturas y en combinación con H₂O, dan lugar a la formación de ácido sulfúrico H₂SO₄ y ácido nítrico HNO₃. Típicamente se suele fijar una temperatura de salida de los gases de la chimenea de 120°C, aunque este valor varía en función del contenido en SO₃ de los gases y de su humedad:

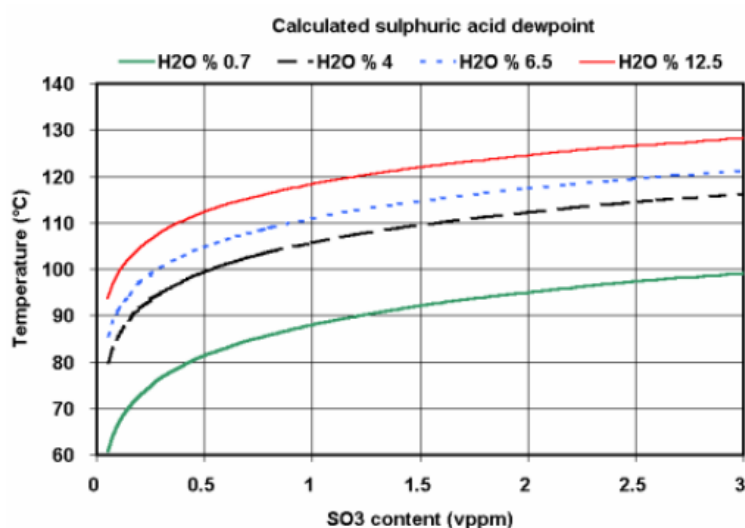


Figura 6.10 Punto de rocío del ácido sulfúrico (39)

La manera más sencilla de evitar la formación de ácidos es aumentar la temperatura con la que salen los gases de la caldera, sin embargo, aplicar esta medida resulta en un peor aprovechamiento de la energía de los gases, lo que se traduce finalmente en un menor rendimiento del ciclo combinado.

En la siguiente figura se muestra el efecto de incrementar la temperatura de chimenea mínima sobre el rendimiento del ciclo combinado con tres niveles distintos de presión y recalentamiento, utilizando las hipótesis tomadas en el apartado 5.3.1. :

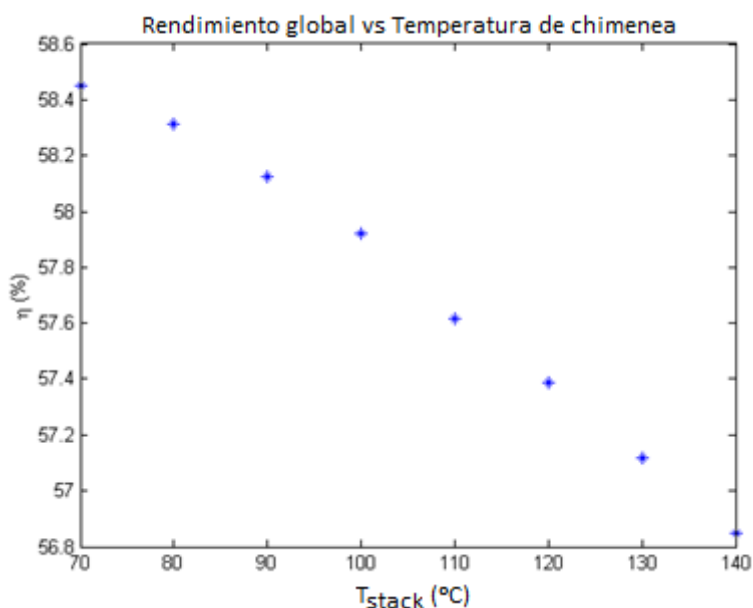


Figura 6.11 Rendimiento global frente a la temperatura de chimenea

Gracias a los avances de los últimos años, con la aparición de la generación de turbinas de gas de clase H, el desarrollo de nuevos materiales más resistentes a la temperatura y a la corrosión y la implementación del sistema One-Through en las calderas recuperadoras HRSG, se ha conseguido superar el límite del 60% de eficiencia. Sin embargo, aunque en las últimas dos décadas se han conseguido importantes progresos (ver Figura 6.12), aún queda mucho margen de mejora, por lo que no se deben escatimar esfuerzos por conseguir sistemas aún más eficientes y más respetuosos con el medioambiente.

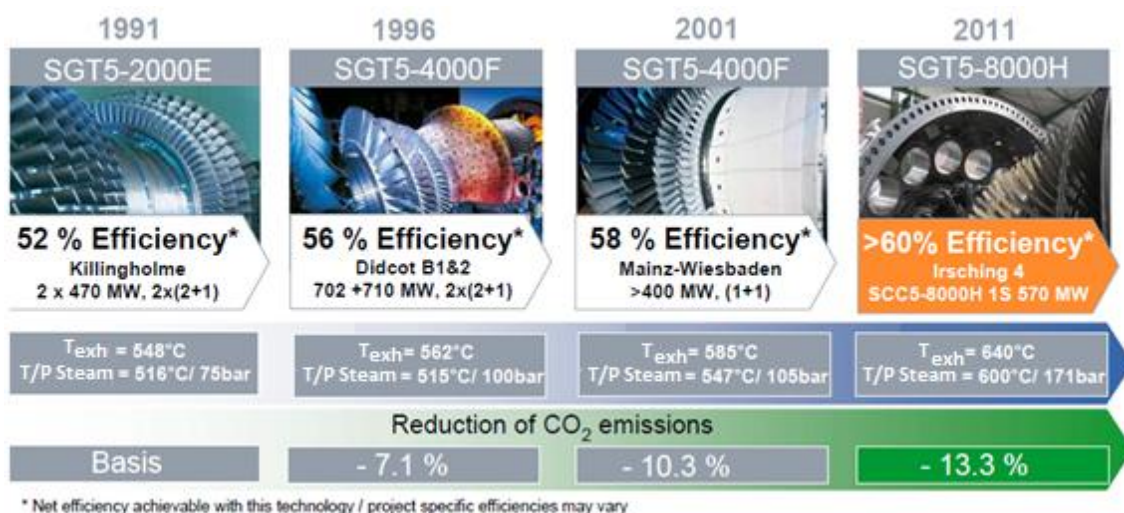


Figura 6.12 Evolución de los ciclos combinados (35)

7. Aspectos económicos

En el capítulo 5 de este trabajo, se realizó un estudio sobre los efectos de incorporar varios niveles de presión en las calderas recuperadoras HRSG y se llevó a cabo la optimización de tres ciclos distintos teniendo sólo en cuenta aspectos termodinámicos. Sin embargo, para diseñar ciclos combinados es necesario tener en cuenta también aspectos económicos, ya que realmente el objetivo al final es la elaboración de un proyecto viable y lo más rentable posible. Existen numerosos análisis termo-económicos bastante complejos y exhaustivos como las refs. (40), (41), (42); no obstante, en este apartado se presentarán de forma general los aspectos económicos más importantes de las calderas HRSG que se deben tener en consideración en cualquier proyecto de ciclo combinado.

7.1. Pinch Point

Uno de los parámetros más importantes de la caldera recuperadora es el Pinch Point, que se trata de la diferencia mínima entre la temperatura de los gases y la del agua/vapor que circula por los tubos. Su valor tiene una gran repercusión sobre el rendimiento global del ciclo y sobre el tamaño de los equipos, por lo que influye directamente en los costes de la caldera.

El rendimiento del ciclo es mayor, cuanto mejor sea la recuperación de la energía de los gases calientes procedentes de la turbina de gas, por lo que cuanto menor sea la diferencia entre la temperatura de los gases y la temperatura del agua/vapor, menor será la cantidad de energía que no se logra aprovechar, es decir, si atendemos al gráfico de la temperatura frente al calor transferido en la caldera HRSG, el área comprendida entre la evolución de las temperaturas de los dos fluidos de trabajo será más pequeña.

La siguiente figura muestra una comparativa de la evolución de las temperaturas en la caldera de cuatro ciclos optimizados con tres niveles de presión y recalentamiento para un valor mínimo del PP de 30°C, 20°C (caso estudiado en el apartado 5.3), de 10°C y 5°C, así como el rendimiento global que se obtendría en cada uno de los casos:

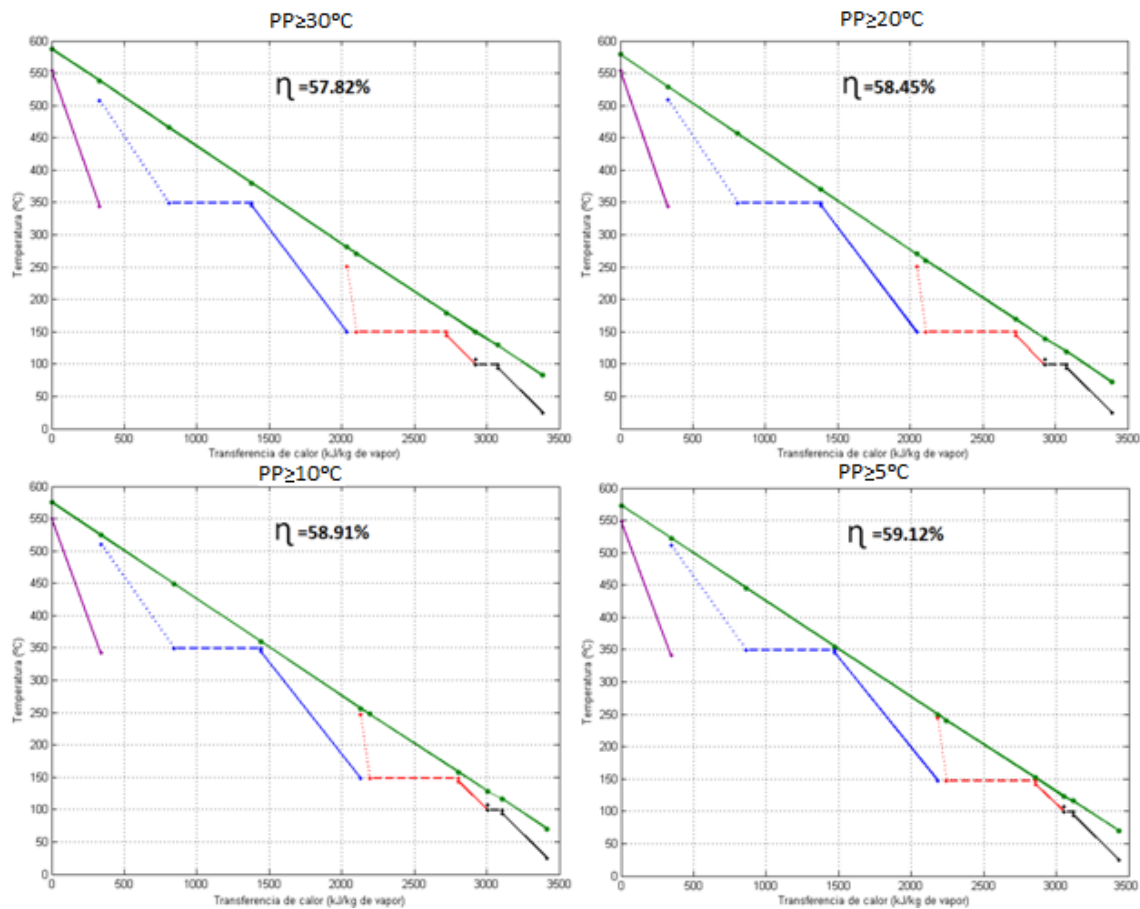


Figura 7.1 Influencia del Pinch Point sobre el rendimiento de la HRSG con tres niveles de presión y recalentamiento

Se puede apreciar como conforme disminuyen los PP, mejora la recuperación de energía y por lo tanto se obtienen rendimientos mayores. Si tomamos como caso base el estudiado en apartados anteriores ($PP \geq 20^{\circ}\text{C}$), una reducción de PP de 10°C repercute positivamente sobre el rendimiento aumentado un $+0.46\%$, mientras que por otro lado, si se decidiera establecer un PP mínimo de 30°C , la eficiencia del ciclo se vería reducida en un -0.63% .

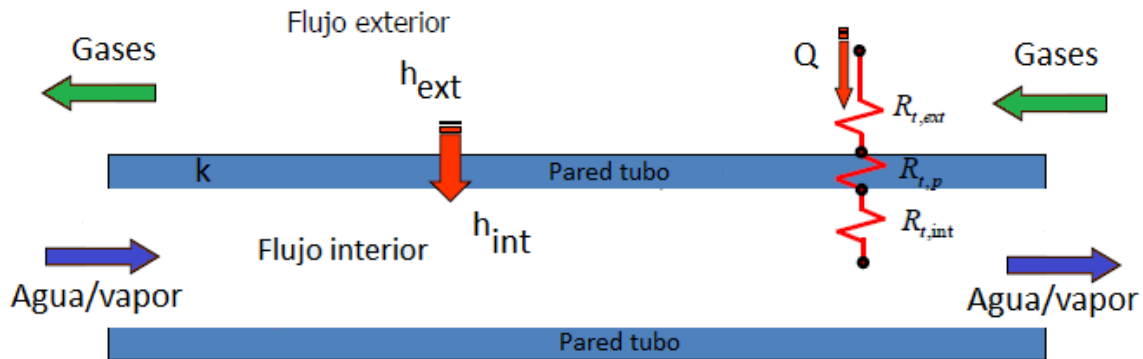
Dado que el rendimiento aumenta cuanto menor es el valor mínimo del PP, se podría pensar que es conveniente establecer valores cercanos a 0°C , sin embargo, si atendemos a la siguiente fórmula:

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{ml}$$

donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, F es un coeficiente de corrección menor o igual que la unidad y ΔT_{ml} es la diferencia logarítmica media de temperaturas que se calcula como:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

se puede comprobar que para un cierto valor del calor disponible Q y una F conocida, cuanto más bajo sea el PP menor será la diferencia media logarítmica y por tanto el producto UA debe ser mayor. Además, si se tiene en cuenta que el coeficiente global de transferencia de calor se calcula de la siguiente forma (43):



$$\frac{1}{U_{ext}A_{ext}} = \frac{1}{U_{int}A_{int}} = R_{Total}$$

$$R_{Total} = R_{t,ext} + R_{t,p} + R_{t,int} = \frac{1}{h_{ext}A_{ext}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_{int}A_{int}}$$

$$U_{ext} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \frac{D_{ext} \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2k} + \frac{D_{ext}}{h_{int}D_{int}}}$$

donde R_{Total} es la resistencia térmica total, h_{ext} , el coeficiente de transferencia de calor por convección del lado de los gases, k es la conductividad térmica de los tubos, h_{int} , el coeficiente de transferencia de calor del lado del agua/vapor que circula por los tubos y D_{int} y D_{ext} los diámetros interior y exterior respectivamente.

Si se observan los valores típicos de los coeficientes de transferencia de calor que aparecen en cada una de las partes de la caldera recuperadora (tanto el lado de los gases como el del agua/vapor), se puede comprobar que el coeficiente global de transferencia de calor está gobernado por el coeficiente del lado de los gases (h_{ext}), ya que éste es bastante más pequeño en comparación con el resto:

Sección de la HRSG	Gas	Agua en el economizador	Agua en el evaporador	Vapor de alta presión
Coeficiente de transferencia de calor ($Wm^{-2}K^{-1}$)	50	500	2500-10000	1000

Tabla 2 Coeficientes típicos de transferencia de calor en las HRSG (44).

Por este motivo se puede considerar en una primera aproximación que el coeficiente global de transferencia de calor U , es similar en todas las secciones de la caldera y por tanto, las zonas con un mayor producto UA requerirán un área mayor.

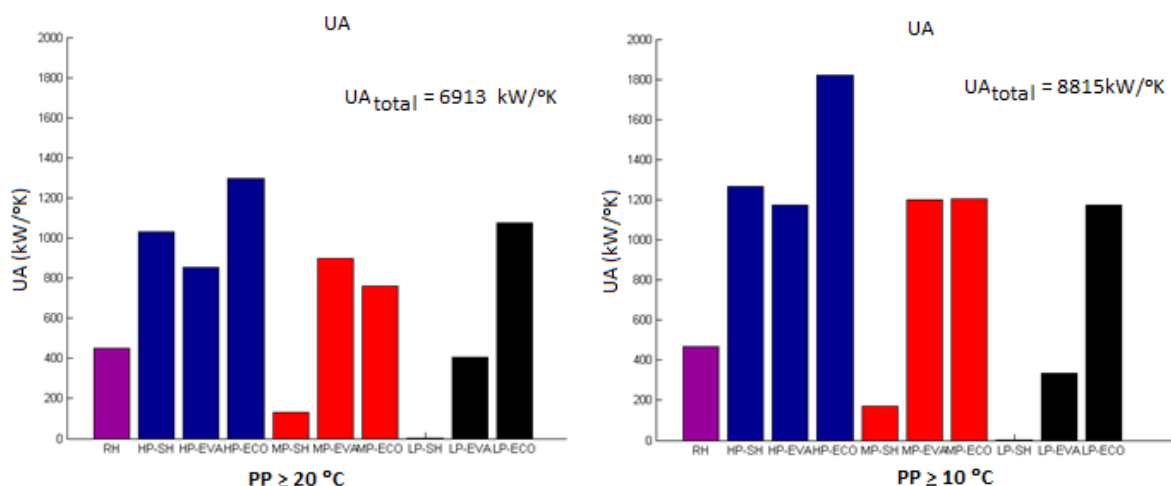


Figura 7.2 UA de cada uno de los elementos que componen la HRSG con tres niveles de presión para dos PP diferentes

En la figura anterior muestra el producto UA de cada uno de los elementos que componen la HRSG para el caso del ciclo optimizado con las hipótesis establecidas en los análisis llevados a cabo en el apartado 5.3.1. con tres niveles de presión y recalentamiento, para el caso en el que el PP mínimo es de $20^\circ C$ (izquierda) y $10^\circ C$ (derecha). Se puede apreciar como efectivamente los elementos de la caldera con un PP mínimo de $10^\circ C$, poseen un UA más alto, por lo que si también tenemos en cuenta que el U es muy similar en todas las zonas, se puede decir que el área de cada una de las secciones de esta caldera recuperadora es superior, y por tanto tendrá asociada una mayor inversión económica.

7.2. Número de niveles de presión

Otro aspecto que repercute directamente sobre los costes de la caldera es el número de niveles de presión que posee.

En el apartado 5 de este trabajo se realizó el análisis de tres calderas diferentes, cada una de ellas con un número distinto de niveles de presión, y se observó como, después de llevar a cabo la optimización de cada uno de estos tres casos, el rendimiento era mayor cuanto más compleja era la caldera recuperadora. Esto se debía a que la adición de secciones con distintas presiones mejoraba la manera con la que la caldera recuperaba la energía de los gases de combustión de la turbina de gas, o dicho de otro modo, se desaprovechaba menos energía.

Por este motivo, si tenemos en cuenta sólo cuestiones termodinámicas, lo más beneficioso sería incorporar el mayor número de niveles de presión posible, con el caso ideal de añadir infinitos niveles. Sin embargo, este supuesto ideal implica una inversión de capital infinita, lo que por motivos obvios no es en absoluto viable.

Así pues se debe llegar a un compromiso entre el número de niveles de presión y el coste general de la caldera. Si se presta atención al estado del arte, la mayoría de las centrales de ciclo combinado presentan tres niveles, siendo esta configuración la que resulta óptima.

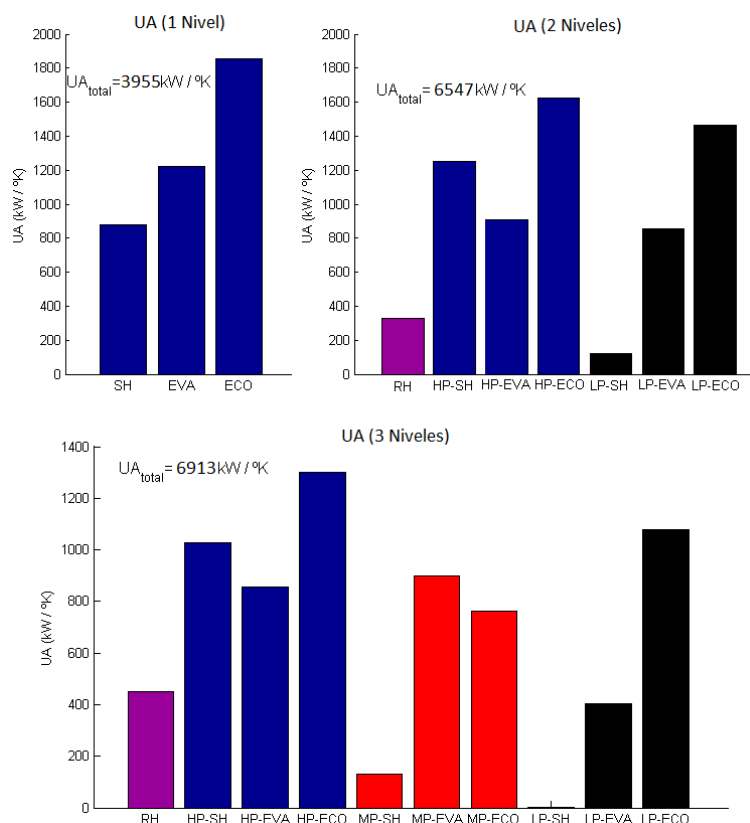


Figura 7.3 UA de los elementos de las tres calderas HRSG estudiadas

La Figura 7.3 muestra la comparativa del producto UA en cada una de las secciones de las calderas estudiadas para un PP mínimo de 20°C. Se puede comprobar como la caldera más simple posee el UA total más bajo, mientras que según se añaden 1 y 2 niveles adicionales de presión, el valor de este producto se va incrementando. Si en una primera aproximación se considera que el coeficiente global de transferencia de calor es igual en todas las secciones, se puede concluir que un mayor número de niveles implica un área mayor, y por lo tanto una inversión más alta.

La inclusión de un cuarto nivel de presión traería consigo un sobrecalentador, un evaporador y un economizador extras, y el cómputo global del UA sería mayor que en la HRSG con 3 niveles, por lo que la inversión inicial de la caldera sería más alta. Si bien es verdad que una caldera recuperadora con 4 niveles de presión traería una ligera mejora del rendimiento, dicha mejora no sería suficiente para amortizar los costes iniciales adicionales derivados de añadir un nivel más.

7.3. Materiales

Por último, otro factor de gran relevancia que resulta imprescindible tener en cuenta son los materiales empleados en cada parte de la caldera recuperadora.

No todos los elementos que forman la caldera HRSG están sometidos a las mismas condiciones, por lo que habrá zonas en las que sea necesario elegir un material con unas determinadas propiedades, mientras que en otras partes será conveniente elegir otro tipo de componente, en función de las temperaturas y presiones a las que están sometidas u otras peculiaridades que se podrían dar.

De este modo, en primer lugar se debe hacer una mención a los materiales del recalentador y sobrecalentador de alta presión. Aceros martensíticos con un alto contenido en cromo, como el T91 o T22, son elegidos para la construcción de las zonas más exigidas de toda la caldera HRSG. Éstos poseen excelentes propiedades en lo que se refiere a resistencia a la corrosión, a las altas temperaturas y presiones, sin embargo su precio es muy elevado por lo que sólo se emplea en aquellas zonas donde es necesaria su implantación.

En un segundo grupo de materiales se encontrarían aquellos aceros que componen las secciones con presiones y temperaturas medias y bajas, y que poseen peores propiedades que los materiales empleados en el recalentador y sobrecalentador de alta, pero que cumplen con los requerimientos propios de las condiciones a los que están sometidos. Un material que se utiliza típicamente es el SA335-P22 (45), con menos contenido en cromo y bastante más económico que el T91.



Por último hay que destacar los materiales empleados en el economizador de baja presión. Aunque en este elemento de la caldera las temperaturas y las presiones que se alcanzan no son elevadas, presenta una peculiaridad, y es que en esta zona se alcanza la temperatura ácida de rocío, lo que da lugar a la formación de ácidos. Por esta razón, se utilizan aceros inoxidable como los aceros 430, 439 ó 2205 (46), que poseen una gran resistencia a la corrosión y que permiten que la temperatura por la que salen los gases por la chimenea sea lo más baja posible y así poder recuperar más calor.

En función del tipo de material utilizado los costes serán más o menos elevados, por lo que el empleo de aceros con mejores propiedades como los que forman el recalentador, sobrecalentador de alta presión y economizador de baja presión, elevan considerablemente el precio de la caldera, razón por la cual resulta imprescindible tener este aspecto en cuenta.

8. Conclusiones

En el panorama energético actual, en el que cada vez el papel de las energías renovables cobra más importancia, es la tecnología de ciclo combinado la que, gracias a su gran flexibilidad y excelente eficiencia, además de sus bajas emisiones de gases contaminantes, es la más apropiada para garantizar el suministro de electricidad cuando las condiciones adversas del clima no permiten a las energías renovables operar a su máxima capacidad.

Por ello, resulta de gran interés el estudio y la comprensión del funcionamiento de los ciclos combinados, así como de su elemento más relevante: la caldera HRSG. Por este motivo en el presente trabajo se ha llevado a cabo un análisis de tres ciclos con calderas recuperadoras de diferente complejidad (uno, dos y tres niveles de presión), las cuales han sido optimizadas para obtener el mayor rendimiento global posible en cada caso.

Este análisis muestra que es erróneo pensar que la optimización de los ciclos del gas y del vapor por separado conducen a la máxima eficiencia del ciclo combinado, hecho del que queda constancia cuando los resultados obtenidos presentan una relación de compresión en el ciclo Brayton menor a la esperada, que penaliza la potencia entregada de la turbina de gas pero que, por otro lado, da lugar a que se disponga de una cantidad mayor de energía, la cual es capaz de aprovechar la caldera HRSG y que repercute positivamente sobre el rendimiento global.

En relación con la temperatura a la que entran los gases en la turbina de gas, se confirma que cuanto mayor sea su valor mayor será la potencia entregada y la temperatura con la que los gases de escape entran a la caldera, lo que posibilita alcanzar temperaturas del vapor más elevadas y por tanto una mayor potencia de la turbina de vapor. Por esta razón resulta interesante la investigación y desarrollo de materiales capaces de soportar altas temperaturas o sistemas de refrigeración que aumenten esta temperatura máxima que pueden soportar los álabes de la turbina de gas.

También resulta beneficioso un valor alto de la presión en las calderas recuperadoras, situación que muestran los resultados obtenidos al tomar el valor máximo posible. Esto es así porque la temperatura media a la que circula el agua por los tubos aumenta y disminuye la cantidad de energía necesaria para cambiar de fase el agua líquida a vapor. En el caso del ciclo con una caldera con un único nivel de presión y sin recalentamiento, esta presión adquiere un valor más bajo debido a que en la salida de la turbina de vapor surgen problemas con el título de vapor, el cual debe ser lo suficientemente elevado para evitar problemas de erosión en los álabes debido a la

formación de gotas. En el resto de los casos analizados este problema se evita gracias al proceso de recalentamiento, el cual además mejora el rendimiento.

El resto de los parámetros, como los caudales o las temperaturas en diferentes puntos, están sujetos a la cantidad de energía que es capaz de recuperar la caldera recuperadora, siendo su valor diferente en cada uno de los tres casos estudiados.

Tras examinar con detenimiento las tres calderas HRSG, los resultados demuestran que la adición de niveles de presión permite un mejor aprovechamiento de la energía de los gases de escape procedentes de la turbina de gas. Esto queda reflejado en la temperatura a la que se expulsan los gases por la chimenea, siendo en el caso de la caldera con un nivel de presión 154.7046 °C, 87.9676°C con la caldera de dos niveles y 72.3414°C con la caldera de tres niveles de presión, con un aprovechamiento de la energía disponible del 77%, 88% y 90% respectivamente.

La mejora es más acusada cuando se pasa de un único nivel a dos niveles de presión, que cuando se compara la caldera de dos niveles con la de tres. Así pues, los beneficios de fabricar una hipotética caldera recuperadora de cuatro niveles de presión serían muy leves, tanto como para no poder compensar los gastos asociados de incorporar este nivel de presión adicional, motivo por el cual no resulta viable económicamente.

Por último, destaca el papel que juega el Pinch Point en las calderas HRSG, que tiene una enorme repercusión sobre la cantidad de energía recuperada y por tanto sobre valor del rendimiento global del ciclo. Cuanto menor es la diferencia entre la temperatura de los gases y la temperatura del agua/vapor mayor será la eficiencia el ciclo combinado, sin embargo, el área necesaria para la transferencia de calor será también mayor, lo que se traduce en tamaños superiores de los equipos que componen la caldera y en un incremento de su coste. Por esta razón, se debe llegar a un compromiso entre ambos factores, situando típicamente el Pinch Point entre 15°C y 30°C.

En conclusión, el presente proyecto destaca las virtudes del ciclo combinado y lleva a cabo un análisis del efecto de incorporar múltiples niveles de presión en las calderas recuperadoras HRSG, que permite ahondar y comprender el funcionamiento de centrales que emplean esta tecnología.

9. Bibliografía

1. **Energy Information Administration.** *International Energy Outlook 2013*. 2013. DOE/EIA-0484(2013).
2. United Nations Framework Convention on Climate Change . 2010.
3. **Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía.** Plan Nacional de Acción de Ahorro y Eficiencia Energética. Madrid, España : s.n., 2011.
4. **Chase, David L.** *Combined-Cycle Development Evolution and Future*. GER-4206(04/01), s.l. : GE Power Systems, 2001.
5. *Ciclos combinados*. **RENOVETEC, [ed.]**. Marzo de 2012, Energiza, pág. 16.
6. **Sabugal, Santiago.** *La generación de electricidad con ciclos combinados. Proyectos en España*. [ed.] Endesa Generación.
7. **Treviño Coca, Manuel.** *Tecnología de gasificación integrada en ciclo combinado: GICC. Aplicación real en España: ELCOGAS*. [ed.] Club Español de la Energía. 2002.
8. **Siemens Energy.** www.energy.siemens.com. [En línea] [Citado el: 25 de Agosto de 2014.] <http://www.energy.siemens.com/hq/en/fossil-power-generation/power-plants/integrated-gasification-combined-cycle/integrated-gasification-combined-cycle.htm#content=References>.
9. **BP.** *BP Statistical Review of World Energy June 2014*. 2014.
10. **Asociación Técnica Española de la Industria del Gas.** *2º Seminario Internacional sobre Cambio Climático Madrid : Las empresas españolas ante el Cambio Climático. La respuesta del sector gasista*. 2002.
11. Eficiencia energética: alcanzar el objetivo del 20%. *Comunicado de la Comisión Europea*. Bruselas : s.n., 13 de Noviembre de 2008.
12. *Report "Climate Change 2013: The Physical Science Basis IPCC. Fifth Assessment Report*. 2013. págs. 8-58.
13. Foro de la Industria Nuclear Española. [En línea] [Citado el: 15 de Agosto de 2014.] <http://www.foronuclear.org/es/energia-nuclear/faqs-sobre-energia/capitulo-14/article/115586-204-ique-ventajas-singulares-aporta-la-energia-nuclear-en-un-mercado-competitivo>.
14. **Michael J. Moran, Howard N. Shapiro.** *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 5ª edición. s.l. : John Wiley & Sons , 2006. ISBN 13 978-0-470-03037-0.
15. gazogenerator.com. *Heat Recovery Steam Generators*. [En línea] 14 de Septiembre de 2013. [Citado el: 26 de Agosto de 2014.] <http://gazogenerator.com/boilers-for-power-and-process/heat-recovery-steam-generators/>.

16. **Chase, D. L. y Kehoe, P. T.** *GE Combined-Cycle Product Line and Performance*. New York : GE Power Systems, 2010). GER-3574G(10/00).
17. **Comisión Europea.** Decisión de ejecución de la comisión por la que se establecen las normas relativas a los planes nacionales transitorios a que hace referencia la Directiva 2010/75/UE del Parlamento Europeo y del Consejo, sobre las emisiones industriales. 2012. 2012/115/UE.
18. **General Electric & Water.** *gewater.com. Handbook of Industrial Waterr Treatment*. [En línea] 2012. [Citado el: 26 de Agosto de 2014.] http://www.gewater.com/handbook/boiler_water_systems/ch_10_boiler.jsp.
19. **Sabuga García, Santiago y Gómez Moñuz, Florentino.** *Centrales térmicas de ciclo combinado: teoría y proyecto*. s.l. : Ediciones Díaz de Santos, 2006. págs. 78-81. ISBN 847978735X.
20. *victoryenergy.com. Horizon HRSG Boiler*. [En línea] [Citado el: 26 de Agosto de 2014.] <http://www.victoryenergy.com/heat-recovery-steam-generator/> .
21. **Rogers, Dave y Chriswindarto, Wulang.** *HRSG-101*. [En línea] [Citado el: 26 de Agosto de 2014.] <http://thedreamteam2013.wikispaces.com/file/view/HRSG+101+-+Basic+Understanding-1.pdf>.
22. **Balling, Lothar y Baumgartner, Ray.** *energy-tech.com. Forty Years of Combined Cycle Power Plants*. [En línea] Octubre de 2002. [Citado el: 26 de Agosto de 2014.] http://www.energy-tech.com/uploads/17/0210_ASME.pdf.
23. **A.M., Bassily.** *Modeling, numerical optimization, and irreversibility reduction of a dual-pressure reheat combined-cycle*. s.l. : Elsevier, Junio de 2005, Applied Energy, Vol. 81.
24. **Ganjeh Kaviri, Abdolsaeid Ganjeh Kaviri, Nazri Mohd. Jaafar, Mohammad y Mat Lazim, Tholudin.** *Modeling and multi-objetive exergy based optimization of a combined cycle power plant using a genetic algorithm*. s.l. : Elsevier, Junio de 2012, Energy Conversion and Management, Vol. 58, págs. 94-103.
25. **Bracco, Stefano y Siri, Silvia.** *Exergetic optimization of single level combined gas-steam power plants considering different objective functions*. s.l. : Elsevier, Diciembre de 2010, Energy, Vol. 35, págs. 5365-5373.
26. **Elmasri, Maher.** *Design of triple pressure and reheat combined cycles. Design of gas turbine combined cycle and cogeneration systems:theory,practice and optimization*. 1993.
27. **Holmgren, Magnus.** *X STEAM FOR MATLAB*. [Código MATLAB] 2007.
28. **Ugray, Zsolt, Leon Lasdon, John C. Plummer, Fred Glover, James Kelly, and Rafael Martí.** *Scatter Search and Local NLP Solvers: A Multistart Framework for Global Optimization*. , Vol. 19, No. 3, 2007, pp. 328–340. : s.n., 2007, INFORMS Journal on Computing, Vol. 19, págs. 328-340.

29. **Mathworks.** mathworks.es. *How GlobalSearch and MultiStart Work*. [En línea] 2014. [Citado el: 26 de Agosto de 2014.] <http://www.mathworks.es/es/help/gads/how-globalsearch-and-multistart-work.html#bsds7nu-2>.
30. **Mathworks.** mathworks.es. *Constrained Nonlinear Optimization Algorithms*. [En línea] 2014. [Citado el: 26 de Agosto de 2014.] <http://www.mathworks.es/es/help/optim/ug/constrained-nonlinear-optimization-algorithms.html#brnox0o>.
31. **Kolda, y otros.** *A generating set direct search augmented Lagrangian algorithm for optimization with a combination of general and linear constraints*. SAND2006-5315.
32. **Mathworks.** mathworks.es. *What Is the Genetic Algorithm?* [En línea] 2014. [Citado el: 26 de Agosto de 2014.] <http://www.mathworks.es/es/help/gads/what-is-the-genetic-algorithm.html>.
33. **Bassily, A. M.** *Modeling, numerical optimization, and irreversibility reduction of a triple-pressure reheat combined cycle*. s.l. : Elsevier, Mayo de 2007, Energy, Vol. 32, págs. 778-794.
34. **Matta, R. K., Mercer, G.D. y Tuthil, R.S.** *Power Systems for the 21st Century –“H” Gas Turbine Combined-Cycles*. New York : GE Power Systems Schenectady, 2000. GER-3935B .
35. **Bullinger, Patrick.** *Enhanced Water/Steam Cycle for Advanced Combined Cycle Technology*. Bangkok : Siemens AG, 5 de Septiembre de 2012, Power Gen Asia.
36. **BENSON® Once-Through Heat Recovery Steam Generator. Siemens Power Generation.** 2006.
37. **Franco, Alessandro.** *Analysis of small size combined cycle plants based on the use of supercritical HRSG*. s.l. : Elsevier, Abril de 2001, Applied Thermal Engineering, Vol. 31, págs. 785–794.
38. **Dumont, Marie-Noëlle Dumont y Heyen, Georges.** *Mathematical modelling and design of an advanced once-through heat recovery steam generator*. 28, 651–660 : Elsevier, 2004, Computers and Chemical Engineering.
39. **Huijbregts, W.M.M. y Leferink, R.** *Latest advances in the understanding of acid dewpoint corrosion: corrosion and stress corrosion cracking in combustion gas condensates*. 2004, Anti-Corrosion Methods and Materials, Vol. 51, págs. 173-188.
40. **Rovira, A., y otros.** *Thermoeconomic optimisation of heat recovery steam generators of combined cycle gas turbine power plants considering off-design operation*. 2011, Energy Convers Manage.
41. **Valdés, Manuel, Durán, María Dolores y Rovira, Antonio.** *Thermoeconomic optimization of combined cycle gas turbine power plants using genetic algorithms*. s.l. : Elsevier, Diciembre de 2003, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, págs. 2169-2182.



42. **Casarosa, C., Donatini, F. y Franco, A.** *Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants*. s.l. : Elsevier, Marzo de 2004, Energy, Vol. 29, págs. 389-414.
43. **DeWitt, F.P. Incropera y D.P.** *Fundamentos de transferencia de calor*. Cuarta edición. s.l. : Prentice Hall, 1999. ISBN 970-17 17-0170 0170-4.
44. **Starr, Fred.** *Background to the Design of HRSG Systems and Implications for CCGT Plant Cycling*. s.l. : OMMI, Abril de 2003, Vol. 2.
45. **Matthews, Clifford.** *Handbook of Mechanical Works Inspection: Pressure Systems and Mechanical Plant*. 2004. págs. 403-405. ISBN 1 86058 416 0.
46. **Davis, Joseph R.** *Corrosion of Weldments*. 2006. págs. 89-96. ISBN: 0871708418.

10. Anexos

10.1. Nomenclatura

A continuación se muestra la notación empleada en el capítulo 5:

Nomenclatura

<i>HP</i> : alta presión	<i>B</i> : bomba
<i>MP</i> : presión intermedia	<i>H-ST</i> : turbina de vapor de alta presión
<i>LP</i> : baja presión	<i>L-ST</i> : turbina de vapor de baja presión
<i>RH</i> : recalentador	<i>CON</i> : condensador
<i>SH</i> : sobrecalentador	<i>G</i> : generador eléctrico
<i>EVA</i> : evaporador	<i>GT</i> : turbina de gas
<i>ECO</i> : economizador	<i>CC</i> : cámara de combustión
<i>D</i> : calderín	<i>C</i> : compresor
<i>P</i> : presión	<i>T</i> : temperatura
<i>h</i> : entalpía específica	<i>s</i> : entropía específica
<i>m</i> : caudal másico	
<i>C_p</i> : calor específico a presión constante	
<i>r_{com}</i> : relación de compresión	
<i>α</i> : relación de compresión en el recalentamiento	
<i>TIT</i> : temperatura de los gases a la entrada de la turbina de gas	
<i>LHV</i> : poder calorífico inferior del combustible	
<i>Q_{in}</i> : potencia térmica suministrada en la cámara de combustión	
<i>W</i> : potencia	
<i>η</i> : rendimiento	

Subíndices

<i>a</i> : aire
<i>g</i> : gases de combustión
<i>s</i> : agua/vapor
<i>f</i> : combustible
<i>sat</i> : condiciones de saturación
<i>liqsat</i> : condiciones de líquido saturado
<i>vapsat</i> : condiciones de vapor saturado
<i>si</i> : proceso a entropía constante(ideal)
<i>HST</i> : turbina de vapor de alta presión
<i>LST</i> : turbina de vapor de baja presión
<i>GT</i> : turbina de gas
<i>com</i> : compresor
<i>p</i> : bomba

10.2. Programa en MATLAB

En este apéndice se muestran algunas imágenes de la interfaz gráfica (General User Interface) del programa creado en MATLAB para el estudio de las HRSG:

